

Optimierung der aerodynamischen
und aeroakustischen Eigenschaften von Radialventilatoren
mit der Methode der inversen Auslegung

vorgelegt von
M. Sc.
Chris Eisenmenger

an der Fakultät V - Verkehrs- und Maschinensysteme
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

-Dr.-Ing.-

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender:	Prof. Dr.-Ing. Henning Jürgen Meyer
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Stefan Frank
Gutachter:	Prof. Dr.-Ing. Alexander Steinmann
Gutachter:	Dr.-Ing. Manoochehr Darvish

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 15. Dezember 2021

Berlin 2022

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen meiner Anstellung als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Zuge des Projektes *HELNoise* an der HTW-Berlin entstanden. Ohne die unglaublich große Unterstützung zahlreicher Menschen wäre es mir nicht möglich gewesen, das Ziel der Promotion zu erreichen, wofür ich außerordentlich dankbar bin.

In erster Linie möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen bedanken, der mich mit seiner langjährigen Erfahrung und seinem tiefgreifenden Verständnis der Strömungsmaschinen dabei unterstützt hat, meine Arbeiten kritisch zu betrachten und somit zielgerichtet vollenden zu können. Er eröffnete mir die Möglichkeit, an der Technischen Universität Berlin promovieren zu können, was ich sehr zu schätzen weiß.

Ein unendlich großer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. Stefan Frank. Bereits als Student hat er mich mit seinem umfangreichen Wissen zur höheren und numerischen Strömungsmechanik beeindruckt und inspiriert. Dass er mir die Chance bot, anschließend mit ihm zu arbeiten, war mir eine große Ehre. Im Laufe der letzten fünf Jahre hat er mich stets in allen beruflichen Belangen mit nie endendem Enthusiasmus und Ehrgeiz unterstützt. Ohne seinen Rat, seine Hilfe und Förderung als Mentor und Freund, wäre diese Dissertationsschrift nicht entstanden.

Ein weiterer Dank gilt Dipl.-Ing. Harry Pastrik, der mir auch in den schwierigen Phasen der Promotion stets mit aufmunternden Worten zur Seite gestanden hat. Stellvertretend für den gesamten Fachbereich II der HTW Berlin möchte ich mich bei Dekan Prof. Dr.-Ing. Volker Wohlgemuth bedanken, der stets mit vollster Unterstützung hinter mir stand und über den Fachbereich den organisatorischen sowie technischen Rahmen für meine Forschungsarbeiten bereitgestellt hat. Ebenfalls danke ich Prof. Dr.-Ing. Alexander Steinmann sowie Dr.-Ing. Manoochehr Darvish für Ihre Gutachtertätigkeiten und Unterstützung. Dipl.-Ing. Sebastian Forster und Dipl.-Ing. Thomas Nawrot von der BSH Hausgeräte GmbH sowie Prof. Dr. Mehrdad Zangeneh, Dr. Jiangnan Zhang und M. Sc. Lorenzo Bossi von Advanced Design Technology möchte ich für ihren fachlichen Rat und technische Unterstützung danken. Auch allen nicht genannten Fachbereichsmitarbeitern, Kollegen sowie Studierenden, die mit Abschluss- und Projektarbeiten beigetragen und mich auf diesem Weg begleitet haben, bin ich äußerst dankbar.

Der gesamte Weg zur Promotion wäre mir ohne die Liebe und Unterstützung meiner Familie nicht möglich gewesen. Ein paar Zeilen können nicht annähernd beschreiben, wie dankbar ich meinen Eltern und meinem Bruder bin, dass sie mich in jeder Lebensphase begleitet und mir mit all ihnen zur Verfügung stehenden Möglichkeiten beigestanden haben. Mein Vater ist für mich ein beständiger Ruhepol, der mich mit seinem rationalen Wesen stets erdet und mir wieder den Blick für das Wesentliche eröffnet. Meine Mutter wusste immer einen Rat und hat mir mehr als einmal mit ihrer ehrlichen Art und bedingungslosen Liebe den Weg gewiesen. Ich wünschte, ich hätte ihr diese Worte viel häufiger und früher gesagt. Dennoch hoffe ich, dass sie sie irgendwie erreichen.

Zuletzt möchte ich die Arbeit meiner Frau Anja widmen. Ich habe ihr, insbesondere im letzten Jahr der Promotion, sehr viel mehr aufgebürdet, als ich es hätte verlangen können. Dabei konnte ich mir ihrer Hilfe, Fürsprache, Liebe und Geduld in jeder Hinsicht stets sicher sein. Ich danke ihr dafür mehr, als es Worte beschreiben könnten.

Zusammenfassung

Radialventilatoren mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln werden in weiten Bereichen der Heizungs-, Lüftungs- und Klimatechnik angewendet. Ihr bauartbedingter Vorteil gegenüber Axialventilatoren ist der höhere erreichbare Druckaufbau bei in der Regel geringeren Volumenströmen. Im Vergleich zu Radialventilatoren mit vorwärts-gekrümmten Schaufeln, sogenannten Trommelläufer-Ventilatoren, sind die erreichbaren Spitzenwirkungsgrade mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln aufgrund der strömungsmechanisch besseren Ventilator-durchströmung höher. Als nachteilig erweist sich jedoch das lautere und oftmals als unangenehmer empfundene Betriebsgeräusch, als es bei Trommelläufern der Fall ist. Aufgrund des zunehmenden Bewusstseins für Energieersparnis sowie Komfort bei Nutzern und Nutzerinnen von beispielsweise Haushaltsgeräten bietet die Optimierung der aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften von Ventilatoren ein breites Forschungsfeld.

In dieser Arbeit wird der inverse Auslegungsansatz in Verbindung mit einem evolutionären Algorithmus in einer direkten Optimierungsstrategie genutzt, um den Wirkungsgrad und das Betriebsgeräusch eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln zu verbessern. Dabei sollen die Möglichkeiten und Auswirkungen des Verfahrens auf die Schaufelgeometrie evaluiert werden, ohne zeitintensive Simulationen als Teil des Optimierungsprozesses durchführen zu müssen. Die Ergebnisse der Optimierungen werden anschließend in Form von physischen Prototypen und numerischen Modellen für zwei ausgewählte Lösungskandidaten sowie einen Referenzventilator untersucht und bewertet. Die experimentellen Untersuchungen zur Aerodynamik und Akustik erfolgen an einem Kammerprüfstand nach DIN EN ISO 5801 bzw. mithilfe der Kanal-Methode DIN EN ISO 5136. Für die numerischen Strömungssimulationen werden die instationären Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen genutzt.

Die Untersuchungen zeigen eine deutlich verbesserte aerodynamische Leistungsfähigkeit des Optimierungsmodells mit dem Ziel des hohen Wirkungsgrades und bestätigen damit den vom Algorithmus berechneten Trend. Der untersuchte Lösungskandidat mit dem Ziel der geringen Schallabstrahlung weist ebenfalls gute aerodynamische Eigenschaften im Hinblick auf den Wirkungsgrad auf und erfüllt die spezifizierte Vorgabe einer möglichst konstanten Leistungscharakteristik im Vergleich zum Referenzmodell. Die Ergebnisse der akustischen Messungen weichen dagegen vom numerisch berechneten Trend ab. So zeigt der Wirkungsgrad-optimierte Ventilator über weite Frequenzbereiche sowie bei der charakteristischen Blattfolgefrequenz die geringsten Schalleistungspegel der drei untersuchten Ventilatoren. Der Geräusch-optimierte Ventilator, welcher nach numerischer Berechnung einen mess- und hörbar geringeren Schalleistungspegel aufweisen soll, zeigt dagegen deutlich erhöhte Pegel.

Die Simulationen verdeutlichen, dass die Interaktion der Rotorströmung mit verschiedenen Statorelementen, insbesondere dem Spiralgehäuse sowie der Einlaufdüse, wesentlichen Einfluss auf die untersuchten Eigenschaften hat. Da beim direkten Ansatz keine Strömungssimulationen als Teil der Optimierung durchgeführt werden, können die Rotor-Stator-Interaktion und die daraus folgenden Effekte nur begrenzt berücksichtigt werden. Die Erkenntnisse der Arbeit legen nahe, dass für Ventilatortypen, bei denen die Interaktion mit Statorelementen von entscheidender Bedeutung für die aerodynamischen und akustischen Eigenschaften ist, daher ein indirekter Optimierungsansatz zu favorisieren ist.

Abstract

Centrifugal fans with backward-curved blades are used in a wide range of heating, ventilation and air conditioning industry. Their main advantage over axial fans is the higher achievable pressure rise with usually lower volumetric flow rates. Compared to centrifugal fans with forward-curved blades, also referred to as squirrel cage or Sirocco fans, the achievable peak efficiencies with backward-curved blades are higher due to less flow induced losses within the rotor. However, the louder operating noise, which is often perceived as more unpleasant than it is the case with Sirocco fans, proves to be disadvantageous. Due to the increasing awareness of energy saving and comfort among users of household appliances and other areas of fan applications, the optimization of the aerodynamic and aeroacoustic properties of fans offers a broad field of research.

In this thesis, the inverse design approach is used together with an evolutionary algorithm in a direct optimization strategy to improve the efficiency and the operating noise of a centrifugal fan with backward-curved blades. The possibilities and effects of the method on the blade geometry should be evaluated without having to carry out time-consuming simulations as part of the optimization process. The results of the optimizations are then examined and evaluated in the form of physical prototypes and numerical models for two selected solution candidates as well as a reference fan. The experimental investigations on aerodynamics and acoustics are carried out on a chamber test rig in accordance with ISO 5801 and with the in-duct method according to ISO 5136. The transient Reynolds-averaged Navier-Stokes equations are used for the numerical flow simulations.

The investigations show a significantly improved aerodynamic performance of the optimization model with the aim of high efficiency and thus confirm the trend calculated by the evolutionary algorithm. The examined solution candidate with the aim of low sound radiation also shows good aerodynamic properties with regard to the efficiency and fulfils the specified requirement of a performance characteristic that is as constant as possible in comparison to the reference model. In contrast, the results of the acoustic measurements deviate from the numerically predicted trend. The efficiency-optimized fan shows the lowest sound power level of the three tested fans over wide frequency ranges as well as at the characteristic blade passing frequency. The noise-optimized fan, which, according to numerical calculations, should have a measurably and audibly lower sound power level, on the other hand, shows significantly higher levels.

The numerical simulations show that the interaction of the rotor flow with various stator elements, in particular the volute casing and the inlet nozzle, has a significant influence on the properties investigated in this thesis. Since no flow simulations are carried out as part of the optimization with the direct approach, the rotor-stator interaction and the resulting effects can only be taken into account to a very limited extent. The findings of the thesis suggest that for fan types in which the interaction with stator elements is of decisive importance for the aerodynamic and acoustic properties, an indirect optimization approach should be favoured.

Inhaltsverzeichnis

Glossar	VIII
1 Einleitung	1
1.1 Stand der Technik	1
1.2 Umfang und Ziele der Arbeit	19
1.3 Radialventilatoren	20
1.4 Methode der inversen Auslegung	28
1.5 Optimierungsstrategie	38
1.6 Akustik von Ventilatoren	47
1.7 Numerische Strömungssimulationen	59
2 Optimierung	69
2.1 Referenzventilator	69
2.2 Wirkungsgradoptimierung	72
2.3 Geräuschoptimierung	82
3 Experimentelle Untersuchungen	88
3.1 Aerodynamische Untersuchungen	88
3.1.1 Referenzventilator	92
3.1.2 Wirkungsgrad-Ventilator	93
3.1.3 Geräusch-Ventilator	95
3.2 Aeroakustische Untersuchungen	97
3.2.1 Referenzventilator	106
3.2.2 Wirkungsgrad-Ventilator	111
3.2.3 Geräusch-Ventilator	115
4 Numerische Untersuchungen	119
4.1 Numerisches Modell	119
4.2 Validierung und Vergleich der Ventilatoren	124
5 Schlussfolgerungen und Ausblick	150
5.1 Schlussfolgerungen	150
5.2 Ausblick	156
Literatur	160
Anhänge	170
A.1 Datenblatt des Elektromotors	171
A.2 Datenblatt des Frequenzumrichters	172
A.3 Direktantrieb am Akustikprüfstand	173
A.4 Datenblatt des Drehmomentsensors	174
A.5 Technische Zeichnungen des Spiralgehäuses	175
A.6 Datenblatt der Mikrofone	177

Abbildungsverzeichnis

1.1	Konstruktionszeichnungen der ersten elektrisch angetriebenen Ventilatoren . . .	2
1.2	Schaufelformen bei Radialventilatoren	3
1.3	Prinzipieller Aufbau von Radialventilatoren	20
1.4	Geschwindigkeitsverhältnisse am Laufrad eines Radialventilators	21
1.5	Geschwindigkeitsdreieck am Eintritt bei drallfreier Zuströmung	23
1.6	Cordier-Diagramm für Arbeitsmaschinen	26
1.7	Kennlinie eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln	28
1.8	Prinzipieller Ablauf der inversen Auslegung	29
1.9	Meridionalgeometrie und zylindrisches Koordinatensystem	30
1.10	Aufbringung von $r\tilde{V}_\theta^*$ auf die Meridionalgeometrie	32
1.11	Aufbringung von $\frac{\partial r\tilde{V}_\theta}{\partial m}$ auf die Meridionalgeometrie	34
1.12	Schematischer Ablauf der numerischen Schaufelberechnung	37
1.13	Schematische Darstellung des Einzel-Optimierungsproblems	38
1.14	Schematische Darstellung des Mehrziel-Optimierungsproblems	40
1.15	Ablauf der direkten Optimierung mittels Inverse Design	42
1.16	Funktionsweise evolutionärer Algorithmen	42
1.17	Biologische Begrifflichkeiten bei evolutionären Algorithmen	44
1.18	Hauptiterationsschleife des NSGA-II Algorithmus	45
1.19	Darstellung des Effektes der Gendrift	47
1.20	Ton, Klang und Geräusch im Zeit- und Frequenzbereich	49
1.21	Rotor-Stator-Interaktion eines Radialventilators	53
2.1	Meridionalgeometrie des Referenzventilators	70
2.2	Schaufelbelastungsverteilung des Referenzventilators	71
2.3	Berechnete Schaufelform des Referenzventilators	71
2.4	Fotografische Ansicht des Referenzventilator-Prototyps	72
2.5	Beispielhafter C_p Verlauf eines Radialventilators	75
2.6	Berechnete Individuen der Wirkungsgradoptimierung	77
2.7	Schaufelbelastungsverteilung des Wirkungsgrad-Ventilators	78
2.8	Berechnete Schaufelform des Wirkungsgrad-Ventilators	79
2.9	Schaufelwinkel des Wirkungsgrad- und Referenzventilators	79
2.10	Vergleich der C_p Verläufe des Wirkungsgrad- und Referenzventilators	80
2.11	Fotografische Ansicht des Wirkungsgrad-Ventilators	81
2.12	Berechnete Individuen der Geräuschoptimierung	83
2.13	Schaufelbelastungsverteilung des Geräusch-Ventilators	84
2.14	Berechnete Schaufelform des Geräusch-Ventilators	84
2.15	Schaufelwinkel des Geräusch- und Referenzventilators	85
2.16	Vergleich der C_p Verläufe des Geräusch- und Referenzventilators	86
2.17	Fotografische Ansicht des Geräusch-Ventilators	87
3.1	Schematische Darstellung des Norm-Kammerprüfstands	88

3.2	Spiralgehäuse und Einlaufdüse	90
3.3	Norm-Kammerprüfstand nach DIN EN ISO 5801	91
3.4	Ventilatorprüfstand	91
3.5	Druckaufbau und Drehmoment des Referenzventilators	92
3.6	Wirkungsgrad des Referenzventilators	92
3.7	Druckaufbau und Drehmoment des Wirkungsgrad-Ventilators	93
3.8	Wirkungsgrad des Wirkungsgrad-Ventilators	94
3.9	Druckaufbau und Drehmoment des Geräusch-Ventilators	95
3.10	Wirkungsgrad des Geräusch-Ventilators	96
3.11	Schematische Darstellung des Akustik-Messaufbaus	98
3.12	Akustik-Messaufbau	98
3.13	Reflexionsarmer Kanalabschluss	99
3.14	Übergangsstück Ventilatorauslass-Messkanal	100
3.15	Prinzipskizze einer Schlitzrohrsonde und Modell B&K UA 0436	100
3.16	Frequenzgangkorrektur C_2	103
3.17	Kombinierte Korrekturwerte $C_{3,4}$	104
3.18	Schalldruckpegelspektrum des Referenzventilators im Bestpunkt	107
3.19	Leermessung des Antriebs	107
3.20	Schalldruckpegelspektren des Referenzventilators im BEP sowie bei Überlast	109
3.21	Terzband-Schallleistungspegel des Referenzventilators	109
3.22	Schalldruckpegelspektrum des Wirkungsgrad-Ventilators im Bestpunkt	111
3.23	Schalldruckpegelspektrum des Wirkungsgrad-Ventilators im Überlastbereich	112
3.24	Terzband-Schallleistungspegel des Wirkungsgrad-Ventilators	113
3.25	Schalldruckpegelspektrum des Geräusch-Ventilators im Bestpunkt	115
3.26	Schalldruckpegelspektrum des Geräusch-Ventilators im Überlastbereich	116
3.27	Terzband-Schallleistungspegel des Geräusch-Ventilators	117
4.1	Numerisches Gitter des Referenzventilators	120
4.2	Dimensionsloser Wandabstand der Ventilatormodelle	122
4.3	Stromlinien im Spiralgehäuse der untersuchten Ventilatoren	126
4.4	Stromlinien auf verschiedenen Ebenen im Spiralgehäuse	127
4.5	Turbulenzgrad im Auslasskanal	128
4.6	Darstellungsebenen im Laufrad	129
4.7	Geschwindigkeitsfeld im Laufrad des Referenzventilators	130
4.8	Geschwindigkeitsfeld im Laufrad des Wirkungsgrad-Ventilators	132
4.9	Darstellung der Ebenen entlang der Meridionalrichtung	133
4.10	Geschwindigkeitsfeld im Laufrad des Geräusch-Ventilators	134
4.11	Relativgeschwindigkeit im Referenzventilator in Meridionalrichtung	136
4.12	Relativgeschwindigkeit im Wirkungsgrad-Ventilator in Meridionalrichtung	138
4.13	Relativgeschwindigkeit im Geräusch-Ventilator in Meridionalrichtung	140
4.14	Rückströmungen in den Schaufelkanälen der Ventilatoren	141
4.15	Wandschubspannungen auf der Schaufelsaugseite und im Düsenpalt	141
4.16	Darstellung der Ventilatordurch- und -abströmung	143
4.17	Anströmung der Spiralgehäuse	145
4.18	Druckfluktuationen in den Laufrädern und Spiralgehäusen	147

Tabellenverzeichnis

1.1	Parameter der Drei-Segment-Methode	35
1.2	Übersicht der Turbulenzmethoden	65
2.1	Eingangsparameter zur Vorauslegung des Referenzventilators	69
2.2	Hauptabmessungen und Parameter des Referenzventilators	70
2.3	Schaufelbelastungsparameter des Referenzventilators	71
2.4	Auslegungsvariablen der Wirkungsgradoptimierung	76
2.5	Parameter des Optimierungsalgorithmus bei der Wirkungsgradoptimierung . .	77
2.6	Schaufelbelastungsparameter des Wirkungsgrad-Ventilators	78
2.7	<i>TD1</i> Leistungsparameter des Wirkungsgrad-Ventilators	81
2.8	Schaufelbelastungsparameter des Geräusch-Ventilators	84
2.9	<i>TD1</i> Leistungsparameter des Geräusch-Ventilators	87
3.1	Hauptabmessungen des Spiralgehäuses und der Einlaufdüse	90
3.2	Leistungsdaten des Referenzventilators	93
3.3	Leistungsdaten des Wirkungsgrad-Ventilators	94
3.4	Leistungsdaten des Geräusch-Ventilators	96
3.5	Vergleichsstandardabweichungen nach DIN EN ISO 5136	105
3.6	Zu erwartende Gesamtunsicherheiten des Schalleistungspegels	105
3.7	Einstellungen für die Signalverarbeitung	106
3.8	Ergebnisse der akustischen Untersuchungen des Referenzventilators	110
3.9	Ergebnisse der akustischen Untersuchungen des Wirkungsgrad-Ventilators . .	114
3.10	Ergebnisse der akustischen Untersuchungen des Geräusch-Ventilators	118
4.1	Ergebnisse der Simulationen im Bestpunkt	125

Glossar

Abkürzungen

AK	Austrittskante
ANC	Active Noise Cancellation
BDF	Backward Differentiation Formula
BEP	Best Efficiency Point
BPF	Blade Passing Frequency
CAA	Computational Aeroacoustics
CAD	Computer-Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
DES	Detached Eddy Simulation
DNS	Direkte numerische Simulation
DoE	Design of Experiments
DS	Deckscheibe
EA	Evolutionäre Algorithmen / Evolutionary Algorithms
EK	Eintrittskante
FFT	Fast Fourier Transform
FW-H	Ffowcs Williams-Hawkings Gleichung, Analogie, Modell
HVAC	Heating, Ventilation and Air Conditioning
LES	Large Eddy Simulation
MOEA	Multi-Objective Evolutionary Algorithm
MOGA	Multi-Objective Genetic Algorithm
NSGA-II	Nondominated Sorting Genetic Algorithm II
PNC	Passive Noise Cancellation
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes-Equation
RS	Radscheibe
RSM	Response Surface Methodology

SAS	Scale-Adaptive Simulation
TD1	TURBOdesign 1 Solver

Griechische Symbole

α	Absolutströmungswinkel
β	Relativströmungswinkel, Schaufelwinkel
$\Delta p_{approx.}$	Notwendiger Druckaufbau zur Erreichung des Entwurfsziels
Δr_z	Zungenabstand
δ	Durchmesserzahl
ϵ	Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie k
η	Wirkungsgrad, Kolmogorov-Längenskala
η_{rad}	Radreibungswirkungsgrad
Γ	Diffusionskoeffizient
γ	Schaufeloberfläche
λ	Wellenlänge
μ	Minderleistungsfaktor, dynamische Viskosität
μ_t	Wirbelviskosität
ν	Kinematische Viskosität
ω	Winkelgeschwindigkeit, Kreisfrequenz, Spezifische Dissipationsrate
ϕ	Erhaltungseigenschaft
ψ	Druckzahl
ψ_p	Druckzahl, polynomisch approximiert
ρ	Dichte
σ	Schnelllaufzahl
τ	Zeitintervall
τ_{ij}^I	Reynolds-Spannungstensor
τ_w	Wandschubspannungen
τ_{ij}	Viskoser Spannungstensor
φ	Volumenzahl
ζ_s	Profilverlustbeiwert

Lateinische Symbole

$\dot{V}$	Volumenstrom
$\dot{m}$	Massenstrom
$\dot{q}$	Wärmestromdichte
$\mathcal{D}$	Deformationsgeschwindigkeitstensor
$\mathcal{I}$	Einheitstensor
$\mathcal{L}$	Charakteristische Länge
$\mathcal{T}$	Spannungstensor
$\mathcal{U}$	Charakteristische Geschwindigkeit
$\vec{x}$	Lösungsvektor
$\vec{V}$	Geschwindigkeitsfeld
$\bar{\vec{V}}$	Umfangsgemittelter Anteil des Geschwindigkeitsfeldes
$\tilde{\vec{V}}$	Periodischer Anteil des Geschwindigkeitsfeldes
A	Fläche
a_i	Koeffizienten zur Bestimmung von $C_{3,4}$
B	Anzahl der Schaufeln
b	Breite, Laufradbreite
C	Kombinierte Frequenzgangkorrektur für Mikrofone mit Schlitzrohrsonden
c	Schallgeschwindigkeit
C_1	Freifeld-Korrektur des Mikrofons
C_2	Frequenzgangkorrektur der Schlitzrohrsonde
C_d	Dissipationskoeffizient
C_p	Reduzierter statischer Druckkoeffizient
c_p	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$C_{3,4}$	Kombinierte Korrektur für Strömungsgeschwindigkeit und Modenverteilung
D	Durchmesser, Drall / Drehimpuls (Vektor)
$DRVT$	Schaufelbelastung
F	Rangordnung
f	Umschlingungswinkel der Schaufelskelettlinie, Frequenz

h	Spezifische Enthalpie
I	Schallintensität
i	Laufvariable
j	Laufvariable, imaginäre Einheit
k	Anzahl der Auslegungsparameter, Wärmeleitfähigkeit, Turbulente kinetische Energie
L	Lösungskandidat einer Optimierung
l	Länge, Anzahl der Leistungsparameter
L_I	Schallintensitätspegel
L_p	Schalldruckpegel
L_W	Schalleistungspegel
L_{eq}	Energie-äquivalenter Dauerschallpegel
M	Drehmoment
m	Masse, Meridionalordinate
m_N	Dimensionslose Meridionalordinate
m_{max}	Maximale meridionale Länge
Ma	Machzahl
N	Anzahl, Populationsgröße
n	Drehzahl, Einheitsvektor
NC	Startpunkt des linearen Abschnitts an Rad- bzw. Deckscheibe
ND	Endpunkt des linearen Abschnitts an Rad- bzw. Deckscheibe
$Neig.$	Neigung des linearen Abschnitts an Rad- bzw. Deckscheibe
P	Leistung, Schalleistung, Eltern-Population
p	Druck, Schalldruck
p^*	Totaldruck im rotierenden Bezugssystem
p_r	Reduzierter statischer Druck im rotierenden Bezugssystem
P_{ij}	Drucktensor minus konstantem $p_0\delta_{ij}$
p_{rms}	Schalldruck Effektivwert
Q	Nachkommen-Population
q_ϕ	Quell- und Senkterme
R	Kombinierte Population

r	Radius, Ortsradius (Vektor)
$r\bar{V}_\theta^*$	Normierte spezifische Förderarbeit
R_i	Spezifische Gaskonstante
R_z	Zungenradius
Re	Reynolds-Zahl
S	Kontrollvolumenoberfläche
s	Schaufeldicke
SF	Sekundärströmungsbeiwert
Sr	Strouhal-Zahl
T	Schwingungsdauer, Temperatur
t	Laufvariable, Schaufelteilung
T_{ij}	Lighthill Spannungstensor
Tu	Turbulenzgrad
u	Umfangsgeschwindigkeit
u_τ	Wandschubspannungsgeschwindigkeit
V	Volumen, Kontrollvolumen
v	Absolutgeschwindigkeit, Schallschnelle
V_θ	Tangentialgeschwindigkeit
w	Relativgeschwindigkeit
x	Auslegungsparameter, Position
Y	Spezifische Förderarbeit
y	Leistungsparameter, Wandnormalenkoordinate
y^+	Dimensionsloser Wandabstand
z	Axialkoordinate

Mathematische Symbole

$\square^2$	D'Alembert-Operator, Wellen-Operator
Δ	Laplace-Operator
$\delta(f)$	Dirac Delta-Distribution
δ_{ij}	Kronecker-Delta

$\exists$	Existenzquantor
$\forall$	Allquantor
$\mathcal{F}$	Fourier-Transformation
∇	Nabla-Operator
$H(x)$	Heaviside-Funktion

Indizes

0	Bezug, Referenz, Ruhewert
1	Schaufeleintrittskante, Laufradabmessung innen
2	Schaufelaustrittskante, Laufradabmessung außen
AK	Schaufelaustrittskante
bl	<i>Blade</i> - Schaufel
$D - S$	Druckseite - Saugseite
DS	Deckscheibe
dyn	Dynamisch
EK	Schaufeleintrittskante
geo	Geodätisch
ges	Gesamt
$hydr$	Hydraulisch
L	<i>Loading Noise</i> - Dipolschallquellen
m	Geschwindigkeitskomponente in Meridianrichtung
$mech$	Mechanisch
$real$	Real, tatsächlich
ref	Referenz
RS	Radscheibe
$stat$	Statisch
T	<i>Thickness Noise</i> - Monopolschallquellen
tot	Total
u	Geschwindigkeitskomponente in Umfangsrichtung
vol	Volumetrisch

W Welle, Wellenseite

Exponenten

$'$ Schwankungswert einer Variable

$*$ Normierter Wert (außgenommen p^*)

$+$ Schaufeldruckseite

$-$ Schaufelsaugseite

T Transponiert

Kapitel 1

Einleitung

1.1 Stand der Technik

Ventilatoren sind Strömungs- oder auch Turbomaschinen zur Förderung gasförmiger Medien und werden dort in den Bereich der Arbeitsmaschinen eingeordnet. Das bedeutet, sie erhöhen die Energie des durch sie hindurch strömenden Fluides¹ unter Verwendung extern zugeführter (mechanischer) Energie. Die vom Ventilator am Fluid verrichtete Arbeit zwischen Ein- und Austritt aus dem Laufrad kann dabei auf die zeitliche Änderung des Dralls, welcher von den Schaufeln auf das Arbeitsmedium übertragen wird, zurückgeführt werden. Nach DIN EN ISO 13349 weisen Ventilatoren eine spezifische Förderarbeit von maximal 25.000 J/kg auf, was bei einer mittleren Dichte von Luft von 1,2 kg/m³ einem Druckaufbau von 30.000 Pa und, bezogen auf einen durchschnittlichen Atmosphärendruck von 100 kPa, einem Druckverhältnis von maximal 1,3 entspricht. Maschinen, die oberhalb dieser Grenzen arbeiten, werden als Turboverdichter bezeichnet [1].

Bereits in der Mitte des 18. Jahrhunderts wurden erste Maschinen beschrieben, die Luft zielgerichtet bewegen konnten. Schon weit davor wurden Palmblätter und Fächer genutzt, um Luft in Bewegung zu versetzen und somit für Abkühlung zu sorgen, jedoch ohne die bereits erwähnte Möglichkeit der gezielten Be- oder Entlüftung von Räumen. 1741 trug der englische Theologe, Naturforscher und Erfinder Stephen Hales seine später veröffentlichte Abhandlung „A Discription of Ventilators“ vor der Royal Society in London vor. In dieser beschreibt er eine Maschine zur Versorgung von Minen, Krankenhäusern, Arbeitsstätten oder Schiffen mit Frischluft im Austausch gegen schädliche Luft, welche im Weiteren auch für die Trocknung von Holz sowie Lebensmitteln verwendet wurde. Die von Hand oder später von Windmühlen angetriebene Anlage bestand aus großen Blasebälgen und ist damit technisch noch weit von den Ventilatoren entfernt, wie sie heute definiert werden [2].

1851 begründete der Ingenieur Christian Schiele in Frankfurt a.M. die erste Ventilatorenfabrik in Deutschland. Ab 1866 stellte die Firma Schiele und Co. GmbH Ventilatoren und luft-technische Anlagen wie Exhaustoren und Gebläse her, welche vorerst ebenfalls per

¹Fluid ist ein Sammelbegriff für Flüssigkeiten, Gase und Dämpfe.

Hand oder Fuß, später von Dampfturbinen angetrieben wurden und ähnlich wie die von Hales beschriebenen funktionierten (vgl. [3, 4]).

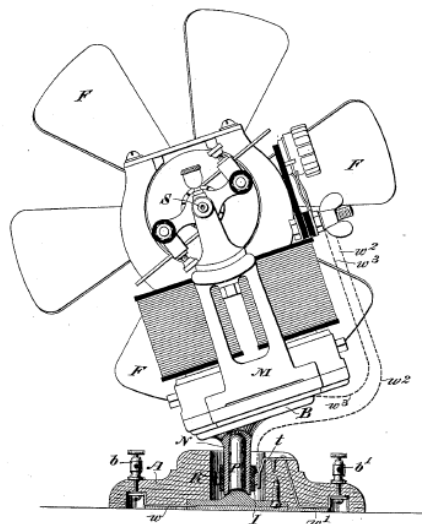
Die ersten elektrisch angetriebenen, rotierenden Ventilatoren, die mit den heute noch üblichen Bauweisen vergleichbar sind, wurden zum Ende des 19. Jahrhunderts erfunden und patentiert. 1892 meldete der amerikanische Elektroingenieur Schuyler Skaats Wheeler zusammen mit seinem Geschäftspartner Francis B. Crocker den ersten elektrischen Ventilator beim U.S. Patentamt an. Das Patent wurde ihnen im April des Folgejahres zugesprochen. Dieser, wenn auch in der Patentschrift als *Electric Motor* bezeichnet, konnte als Standventilator verwendet werden und ähnelt, wie Abbildung 1.1 (a) zeigt, optisch einem heutigen Standard-Axialventilator [5]. Kurz vorher, im Mai 1881, hatte der deutsch-amerikanische Ingenieur Philip Diehl bereits ein Patent für einen Deckenventilator mit Gehäuse angemeldet. Das Schutzrecht für seinen *Electric Fan*, in Abbildung 1.1 (b) dargestellt, wurde ihm aber erst im November 1895 erteilt [6]. In Deutschland begann zu dieser Zeit ebenfalls die industrielle Herstellung elektrisch angetriebener Ventilatoren, vorangetrieben insbesondere vom Ingenieur und Unternehmer Emil Ziehl. Als wichtigste Standorte der Ventilatorenindustrie sind hierbei der Hohenlohekreis in Baden-Württemberg und Bad Hersfeld in Hessen zu nennen.

(No Model.)

F. B. CROCKER & S. S. WHEELER.
ELECTRIC MOTOR.

No. 494,978.

Patented Apr. 4, 1893.



(a) Crocker & Wheeler Ventilator

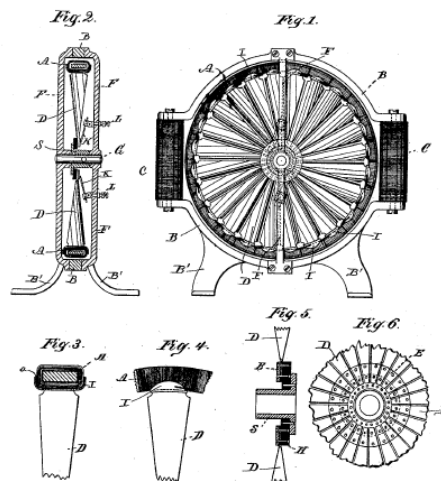
(No Model.)

P. DIEHL.
ELECTRIC FAN.

No. 550,042.

2 Sheets—Sheet 1.

Patented Nov. 19, 1895.



(b) Diehl Ventilator

Abbildung 1.1: Konstruktionszeichnungen der ersten elektrisch angetriebenen Ventilatoren aus den entsprechenden Patenten [5, 6].

Radialventilatoren, als eine spezielle Bauart von Ventilatoren, werden seit vielen Jahrzehnten in weiten Bereichen der Industrie und Heizungs-, Lüftungs- und Klimatechnik (HVAC - *Heating, Ventilation and Air Conditioning*) eingesetzt. Die industrielle Fertigung in Gussausführung oder aus Stahlblechen beginnt in Deutschland etwa in den 1870er Jahren durch die Schilde AG sowie die Dinglerwerke AG unter Leitung von Benno Schilde bzw. Christian Dingler [7]. Ihr Aufbau, ihre Funktionsweise und aerodynamischen Eigenschaften sind in zahlreichen Fach- und Lehrbüchern beschrieben (zum Beispiel in [8–16]). Ihr bauartbedingter Vorteil gegenüber Axialventilatoren ist der höher erreichbare Druckaufbau bei üblicherweise geringeren Volumenströmen. Ihre Anwendung reicht bei verhältnismäßig kleiner Dimensionierung (Außendurchmesser ca. 100 bis etwa 400 mm) von Be- und Entlüftungsaufgaben beispielsweise in Schaltschränken, über den Einsatz in Haushaltsgeräten wie Wäschetrocknern und Dunstabzugshauben, bis hin zur Klimatisierung in der Automobiltechnik. Größere Ventilatoren (Außendurchmesser ca. 400 bis über 1000 mm) werden unter anderem in Windkanälen eingesetzt. Man unterscheidet Radialventilatoren anhand ihrer Schaufelformen bzw. der Schaufelaustrittswinkel β_2 . Abbildung 1.2 zeigt die gebräuchlichsten Schaufelformen.

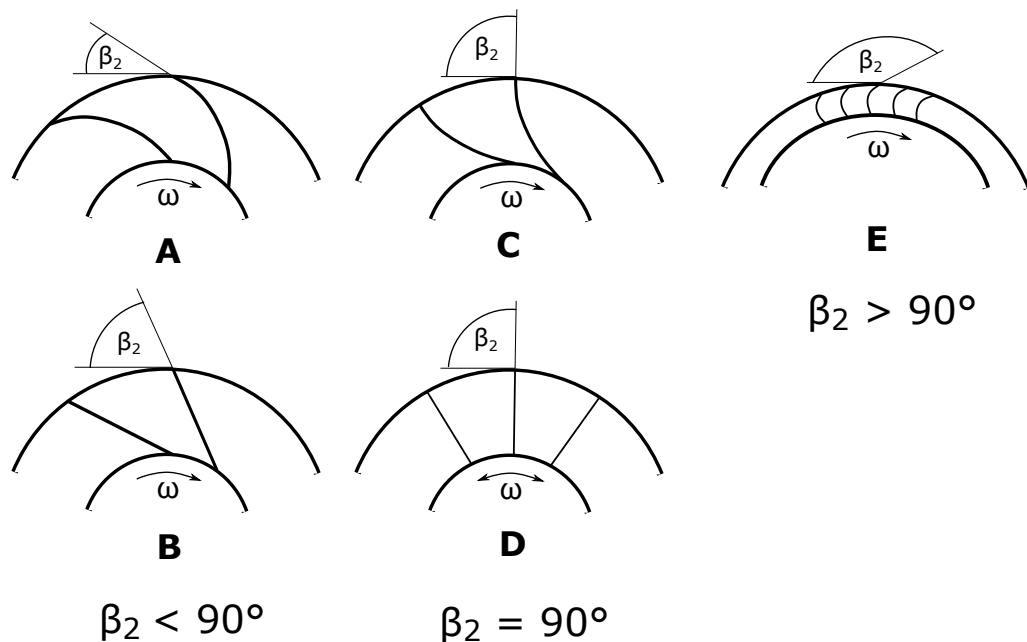


Abbildung 1.2: Schaufelformen bei Radialventilatoren: **A** Rückwärts-gekrümmt **B** Rückwärts-geneigt **C** Radial-endend **D** Gerade Radialschaufel **E** Vorwärts-gekrümmt

Ventilatoren mit in Drehrichtung des Rotors vorwärts-gekrümmten Schaufeln ($\beta_2 > 90^\circ$), sogenannte Trommelläufer, kommen hauptsächlich dort zum Einsatz, wo mit einer kompakten Bauform moderate Druckerhöhungen erreicht werden müssen (ca. 100 bis 1000 Pa im Bestpunkt). Ihre größten Vorteile sind die verhältnismäßig niedrigen Antriebsdrehzahlen, die bereits genannte Kompaktheit und ihr breitbandiges Betriebsgeräusch. Anders als von Tonalitäten geprägte Geräusche, in denen einzelne Frequenzen stark hervortreten, werden breitbandige Geräusche als angenehmer wahrgenommen. Aus diesen Gründen finden

Trommelläufer-Ventilatoren oft dort Anwendung, wo Mensch und Maschine räumlich nicht getrennt werden können und auf einen niedrigen Geräuschpegel besonderen Wert gelegt wird. Aufgrund der bauartbedingten, von Ablöse- und Rezirkulationsgebieten geprägten, vollturbulenten Ventilator durchströmung sind die mit vorwärts-gekrümmten Schaufeln erreichbaren Spitzenwirkungsgrade niedriger als bei anderen radialen Ventilatorbauarten (vgl. [17, 18]). Des Weiteren müssen Trommelläufer-Ventilatoren aufgrund ihres niedrigen Reaktionsgrades¹ nahezu immer mit Spiralgehäusen betrieben werden, um die vom Ventilator verrichtete Arbeit in nutzbare Druckenergie umzuwandeln, was grundsätzlich zu Verlusten führt [10]. Radialventilatoren mit in Drehrichtung rückwärts-gekrümmten Schaufeln ($\beta_2 < 90^\circ$) können, aufgrund ihrer im Bestpunkt schaufelkongruenten Rotordurchströmung, deutlich höhere Spitzenwirkungsgrade erreichen und ihr positiver Reaktionsgrad erlaubt grundsätzlich auch einen Betrieb ohne Spiralgehäuse (vgl. [8, 9, 11]). Als nachteilig erweisen sich die höheren benötigten Antriebsdrehzahlen und ein damit einhergehendes unangenehmeres sowie lauterer Betriebsgeräusch, welches häufig ausgeprägte Tonalitäten aufweist.

Neben diesen beiden am häufigsten genutzten Schaufelformen existieren weitere Sonderformen für unterschiedlichste Anforderungen. Gerade rückwärts-geneigte Schaufeln ($\beta_2 < 90^\circ$) werden häufig aus herstellungs-technischen Gründen verwendet. Ihr Vorteil besteht neben der simplen Geometrie darin, dass mit ihnen auch leicht feststoffbelastete Gase gefördert werden können, ohne dass größere Ablagerungen auf den Schaufeln entstehen. Ablagerungen können das Kennlinienverhalten und den Wirkungsgrad negativ beeinflussen. Die erreichbaren Spitzenwirkungsgrade sind verhältnismäßig gut, liegen aber unter denen der rückwärts-gekrümmten Schaufeln. Der Vorteil der Selbstreinigung ist bei Radialendenden Schaufeln ($\beta_2 = 90^\circ$) und Ventilatoren mit gerade stehenden Radialschaufeln ($\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$) noch ausgeprägter. Zusätzlich besteht bei Radialschaufeln die Möglichkeit bei identischem Kennlinienverhalten die Drehrichtung zu ändern. Die erreichbaren Spitzenwirkungsgrade sind in etwa mit denen der Trommelläufer-Ventilatoren vergleichbar (vgl. [9, 19]).

Der Umgang mit dem Kompromiss, einen weniger lauten - aber nicht hocheffizienten Trommelläufer-Ventilator einem Ventilator mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln vorzuziehen, welcher einen höheren Wirkungsgrad erzielt - dafür aber lauter wäre, gewinnt zusehends an Bedeutung. Insbesondere in Bereichen, in denen beiden Betriebscharakteristika nahezu gleiche Wichtigkeit zugeordnet wird. So sollen aus Sicht der Nutzenden beispielsweise Haushaltsgeräte wie Wäschetrockner oder Dunstabzugshauben einen möglichst hohen Wirkungsgrad aufweisen und demnach sparsam sein, dabei aber individuell unterschiedliche häusliche Wohlfühl-Lautstärken nicht überschreiten. Aus industrieller Sicht führt das stetig steigende Bewusstsein für Nachhaltigkeit und Energieersparnis inner-

¹ Als Reaktionsgrad wird das Verhältnis von statischer zu totaler Druckerhöhung unmittelbar hinter dem Laufradaustritt bezeichnet.

halb der Bevölkerung dazu, dass Haushaltsgeräte- und Ventilatorenhersteller sowohl aus ökologischen als auch aus ökonomischen Gründen an der kontinuierlichen Verbesserung ihrer Geräte interessiert sind. Folglich haben sich bereits viele Forschende mit der Aerodynamik und Aeroakustik von Radialventilatoren befasst und diese mit unterschiedlichen Methoden optimiert.

Schon im Jahr 1938 hat sich der Amerikaner Richard D. Madison intensiv mit der Auslegung und dem Betriebsverhalten von Radialventilatoren, auch im Hinblick auf ihre Akustik, befasst. So hat er bereits damals festgestellt, dass die Öffentlichkeit Geräusche immer bewusster wahrnimmt und widmete dem Thema Ventilatorakustik seine Aufmerksamkeit. So konnte er zeigen, dass das Geräuschverhalten maßgeblich von der Drehzahl, der Baugröße und dem Betriebspunkt des Ventilators abhängt [20]. 1949 veröffentlicht er schließlich eine Gleichung zur Abschätzung der akustischen Gesamtschallabstrahlung von Ventilatoren. In dieser werden die wesentlichen Maschinenparameter wie Volumenstrom und Druckerhöhung bzw. Umfangsgeschwindigkeit und Durchmesser des Laufrades genutzt, um unter Berücksichtigung der aerodynamischen Affinitätsgesetze beispielsweise zeigen zu können, wie sich eine Änderung der Antriebsdrehzahl oder des Laufraddurchmesser auf die akustische Schallleistung auswirkt (vgl. [11]).

Eine ähnliche überschlägige Gleichung hat B. Regenscheit 1952 entwickelt, welche seit der dritten Auflage in B. Eck's *Ventilatoren* (1957) veröffentlicht wird. Bei diesem Ansatz wird die Verlustleistung des Ventilators sowie dessen Umfangsmachzahl¹ mit der abgegebenen Schallleistung in Verbindung gesetzt [10]. Da sich beim Vergleich der mit diesem Ansatz ermittelten Schalleistungen und experimentellen Ergebnissen große Unsicherheiten zeigten, wird die Abhängigkeit von der aerodynamischen Verlustleistung kritisch betrachtet und in weiterführenden Untersuchungen bereits durch andere Zusammenhänge ersetzt (vgl. [11]). Regenscheit und Eck haben weiterhin bereits früh erkannt, dass der Abstand zwischen rotierenden und stationären Bauteilen innerhalb des Ventilatorsystems eine entscheidende Rolle für den Wirkungsgrad sowie das Geräuschverhalten spielt. So sollte der Zungenabstand, mithin der Spalt zwischen dem rotierendem Laufrad und der stationären Spiralgehäusezunge, aus akustischer Sicht möglichst groß gewählt werden. Dadurch treffen weniger starke Druckschwankungen aus dem turbulenten Nachlauf der Schaufeln auf die Zungenoberfläche, was vor allem den tonalen Geräuschanteil reduziert [11]. Sie weisen ebenfalls darauf hin, dass ein großer Zungenabstand zwar zu einer Geräuschminderung führt, gleichfalls aber eine Reduzierung des Wirkungsgrades zu erwarten ist [10]. Dieser Zusammenhang ist in intensiven Untersuchungen an Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln von diversen Autoren widerlegt worden, was W. Neise in seiner Literaturstudie zeigt [21].

¹Als Umfangsmachzahl Ma_u wird der Quotient aus der Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades am Schaufelaustritt u_2 und der Schallgeschwindigkeit c bezeichnet.

Die beschriebene Rotor-Stator-Interaktion und damit verbundene Parameter wie der Zungenabstand sowie -radius, die Zungenlage, Schrägung der Zunge und weitere sind im Laufe der Jahre eingehend experimentell untersucht worden. T. F. W. Embleton (1963) hat sich intensiv mit unterschiedlichsten Geräuschminderungsmaßnahmen an Radialventilatoren beschäftigt. Er untersuchte ebenso den Zungenabstand sowohl bei vorwärts- als auch bei rückwärts-gekrümmten Schaufeln und hat ebenfalls keine signifikante Reduzierung des Wirkungsgrades festgestellt [22]. Die Ergebnisse von Embleton zeigen jedoch keinen stetigen Abfall des abgestrahlten Schalls mit wachsendem Zungenabstand, wie es andere Autoren später nachweisen konnten. Stattdessen stellen sich ausgeprägte Minima des Schalldruckpegels dar, weswegen W. Neise (1975) davon ausgeht, dass hierbei unbekannte Sekundäreffekte eine entscheidende Rolle spielen und die Ergebnisse nicht verallgemeinerbar sind [21].

Insbesondere die Untersuchungen von W. Leidel (1969) und W. A. Smith et al. (1974) zeigen den beschriebenen Zusammenhang zwischen Zungenabstand und Schalldruckpegel. Leidel untersuchte sowohl den Zungenabstand als auch den Zungenradius im Hinblick auf die Aerodynamik und Akustik eines Ventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln. Der Zungenabstand Δr_z wurde im Bereich $\Delta r_z/r_2 = 0,016...0,4$, der Zungenradius R_z im Bereich $R_z/r_2 = 0,01...0,2$ variiert, wobei r_2 dem Laufradaußenradius entspricht. Das Spiralgehäuse wurde variabel ausgeführt, so dass der Öffnungswinkel der logarithmischen Spirale mit steigendem Zungenabstand konstant gehalten werden konnte und keinen Einfluss auf die Ergebnisse hatte. Bezüglich der aerodynamischen Eigenschaften konnte eine Änderung des Wirkungsgrades um etwa 6 Prozent im Bestpunkt des Ventilators (engl. *Best Efficiency Point - BEP*), mit einem Maximum bei einem Abstandsverhältnis von $\Delta r_z/r_2 = 0,25$, festgestellt werden. Die Variation des Zungenradius wirkte sich nicht messbar auf die Aerodynamik des Ventilators aus. Die akustischen Eigenschaften des Ventilators, insbesondere tonale Anteile des Geräuschspektrums, konnten signifikant beeinflusst werden. So wurde der Schalleistungspegel bei der Blattfolgefrequenz, auch Drehton genannt, (engl. *Blade Passing Frequency - BPF*) mittels Variation des Zungenabstandes um bis zu 20 dB im Überlastbereich und etwa 18 dB im BEP reduziert. Ein veränderter Zungenradius führte zu einer Reduzierung des Schalleistungspegels bei der BPF von bis zu 6 dB. In beiden Fällen war die verringernde Wirkung der Maßnahmen bei den Oberschwingungen der BPF noch ausgeprägter. Interessanterweise konnten die besten akustischen Ergebnisse, sowohl die tonalen als auch die breitbandigen Anteile des Betriebsgeräusches betreffend, mit einem Abstandsverhältnis von $\Delta r_z/r_2 = 0,25$ und einem Radienverhältnis von $R_z/r_2 = 0,2$ erzielt werden, bei welchen sich auch das Wirkungsgradmaximum feststellen ließ. Die Ergebnisse stehen somit im Widerspruch zur zuvor erwähnten Aussage von Eck und Regenschietz und nach Neise spricht, bis auf ein vergrößertes Spiralgehäuse, nichts gegen einen vergrößerten Zungenabstand bzw. -radius (vgl. [21, 23]). Zu vergleichbaren Ergebnissen bezüglich des Wirkungsgrades und der tonalen Geräuschanteile kommen auch W. A. Smith et al. (1974). Da Smith et al. das Spiralgehäuse konstant hielten, schließt

Neise aus den Ergebnissen, dass zur Reduzierung des Pegels bei der BPF keine Anpassung des Gehäuses notwendig ist. Lediglich die von Leidel erzielte 3 bis 5 dB Verringerung des breitbandigen Geräusches konnten Smith et al. nicht nachweisen, was laut Neise vermutlich an der verringerten Strömungsgeschwindigkeit im größeren Gehäuse von Leidel liegt (vgl. [21]).

Eine heute noch im industriellen Bereich genutzte Bemessungsgrundlage für Radialventilatoren geht auf experimentelle Untersuchungen von L. Bommes (1979) zurück. Bommes hat sich in den 1970er Jahren mit der Auslegung und Optimierung der aerodynamischen und akustischen Eigenschaften von Radialventilatoren mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln befasst. Seine Messungen zeigen, in Übereinstimmung mit den vorher genannten Ergebnissen, dass Zungenabstand sowie -radius für die Drehtonerzeugung eine entscheidende Rolle spielen und die aerodynamischen Kennlinien des Ventilators durch deren akustisch positive Bemessung nicht negativ beeinflusst werden [24]. Untersuchungen zum Einfluss des Laufradaußendurchmessers, der Schaufelanzahl und weiteren Parametern führten zu einer Bemessungsrichtlinie für Ventilatoren auf Grundlage eines Entwurfspolynoms, welches ausschließlich auf der Schnelllaufzahl σ als dimensionsloser Kennzahl zur Beschreibung der Maschine beruht.¹ Das Bommes-Entwurfspolynom stellt damit eine Erweiterung des klassischen Cordier-Diagramms zur Auslegung von Strömungsmaschinen dar und ist seither fortwährend weiterentwickelt worden (vgl. [25]). Im Cordier-Diagramm werden die Schnelllaufzahl sowie die Durchmesserzahl δ von Turbomaschinen mit hohen Wirkungsgraden aufgetragen und dienen der Bemessung von Strömungsmaschinen [26]. Ventilatorlaufräder und Spiralgehäuse, die nach der Bemessungsrichtlinie von Bommes et al. ausgelegt werden, zeichnen sich durch einen guten Kompromiss zwischen Gesamtwirkungsgrad und Ventilatorakustik aus [27]. Für den Zungenabstand und den Zungenradius empfehlen Bommes et al. Werte von $\Delta r_z/r_2 = 0,25...0,33$ bzw. $R_z/r_2 = 0,05...0,1$ [9].

Aktuelle Untersuchungen von S. Marksches (2019) an einem nach Bommes ausgelegten Radialventilator mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln zeigen erneut, dass ein akustisch positiv bemessener Zungenabstand bzw. -radius keine signifikante Wirkungsgradverringering nach sich zieht. So konnte der Schallleistungspegel bei der BPF durch Vergrößerung des Zungenabstands um bis zu 6,5 dB und der A-bewertete Gesamtschallleistungspegel um bis zu 3,8 dB reduziert werden, wobei der Wirkungsgrad nur innerhalb der Messunsicherheit schwankte. Eine Korrelation zwischen Schallentstehung und Wirkungsgrad konnte nicht festgestellt werden. Marksches stellt ebenso fest, dass der Einfluss des Zungenabstandes größer ist als der des Zungenradius. Anders als bei Leidel und Bommes, kann allerdings ein gewisser Einfluss des Radius auf den Wirkungsgrad bei bestimmten Radienverhältnissen nachgewiesen werden, weswegen Marksches, auch aufgrund des eher

¹Die Schnelllaufzahl σ ergibt sich aus der Antriebsdrehzahl n der Maschine, dem geförderten Volumenstrom $\dot{V}$ sowie der spezifischen Förderarbeit Y oder aus den entsprechenden dimensionslosen Parametern Volumenzahl φ und Druckzahl ψ

geringen Einflusses des Radius auf die Schallentstehung, zu kleineren Radienverhältnissen innerhalb des von Bommes empfohlenen Bereiches rät [28].

Neben der Variation von Abstand und Radius kann auch eine spezielle Geometrie der Zunge das akustische und aerodynamische Verhalten des Ventilators beeinflussen. Embleton untersuchte dazu schräge Schaufelhinterkanten sowie Spiralgehäusezungen. Üblicherweise werden diese parallel zur Rotorachse und zueinander ausgeführt. Dies führt allerdings dazu, dass die gesamte Zungenoberfläche phasengleich durch den Schaufelnachlauf angeregt wird und somit eine lokale Schallquelle mit maximaler Intensität entsteht, was insbesondere zu hohen Pegeln bei der Blattfolgefrequenz führt. Dies kann durch Schrägung der Schaufelhinterkanten und/oder der Gehäusezunge gemindert werden. Embleton weist darauf hin, dass eine schräge Gehäusezunge ausschließlich das Geräuschverhalten beeinflusst, während eine Schrägung der Schaufeln auch die aerodynamischen Eigenschaften des Ventilators verändern kann. Bei Ventilatoren mit kleinem Zungenabstand konnte durch Schrägung der Spiralgehäusezunge in der Größe einer Schaufelteilung eine Verminderung des Drehtons von bis zu 12 dB beobachtet werden. Abgeschrägte Schaufelhinterkanten bei rückwärts-gekrümmten Schaufeln haben bei einem laut Embleton optimalen Winkel von 12° zu einer geringfügigen Minderung des Breitbandrauschens und einer 2 bis 3 dB Pegelreduzierung bei der BPF geführt. Zusätzlich konnte der Wirkungsgrad über einen weiten Kennlinienbereich leicht verbessert werden [22]. Neise stellt in seiner Literaturstudie weitere Untersuchungsergebnisse anderer Autoren vor und kommt ebenfalls zu dem Ergebnis, dass eine Schrägung der Zunge bzw. der Schaufelhinterkante zu einer Verringerung des tonalen Schallanteils führt und bis zu einem gewissen Grad auch den breitbandigen Geräuschanteil reduzieren kann. Er merkt weiterhin an, dass sich eine schräge Zungengeometrie als effektiver erwiesen hat. Dies kann allerdings bei Ventilatoren mit geringer Schaufelanzahl zu komplexen Geometrien führen, da die benötigte Schrägung in Höhe einer Schaufelteilung relativ groß würde [21].

Dieses Problem besteht bei Trommelläufer-Ventilatoren mit ihren vielen Schaufeln nicht. Daher haben M. Darvish und S. Frank (2013-15) zusammen mit R. Streuber unter anderem die Schrägung der Spiralgehäusezunge bei Trommelläufer-Ventilatoren mithilfe numerischer Strömungssimulationen (engl. *Computational Fluid Dynamics - CFD*) und numerischer Aeroakustik (engl. *Computational Aeroacoustics - CAA*) erneut untersucht und die Ergebnisse experimentell validiert. Sie stellen fest, dass der positive Effekt der Zungenschrägung bei bereits gut ausgelegten Trommelläufer-Ventilatoren und Spiralgehäusen gering ausfällt, was unter anderem an der kleinen Schrägung von einer halben bzw. einer vollen Schaufelteilung liegen könnte. Es konnte jedoch eine Reduzierung der Schalldruckpegel bei der BPF von bis zu 10 dB bei Zungen mit kleinen Radien nachgewiesen werden, weswegen sich diese Maßnahme für weniger optimal ausgelegte und außerhalb des Optimalpunktes betriebene Ventilatoren anbietet. Nach Darvish et al. sollte ein größerer Nei-

gungswinkel der Schrägung dabei helfen, die benötigte Phasenverschiebung zur Reduzierung der tonalen Geräuschanteile bei Trommelläufer-Ventilatoren zu erreichen [29–31].

Marschies stellt ähnliche Zusammenhänge bei gut ausgelegten Ventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln fest. Auch hier führt die Schrägung der Spiralgehäusezunge zu keiner signifikanten Minderung der tonalen Geräuschanteile im Bestpunkt des Ventilators. Allerdings konnte eine Wirkungsgradsteigerung sowohl im BEP als auch im Überlastbereich von bis zu 6 Prozent durch ein verringertes Antriebsmoment und eine leichte Druckerhöhung beobachtet werden. Marschies erklärt dies mit einer möglicherweise geringeren Rückwirkung der sonst phasengleichen Druckstöße an der Zunge beim Passieren der Schaufeln auf das Laufrad [28].

Der bei der Schrägung der Spiralgehäusezunge genutzte Effekt der Phasenverschiebung zur Reduzierung des tonalen Geräuschanteils kann bei geeigneter Wahl der Geometrie zu einer kompletten Auslöschung spezifischer Frequenzanteile durch destruktive Interferenz führen. Für eine vollständige Auslöschung müssen zwei Wellen gleicher Frequenz und Amplitude genau um 180° phasenverschoben sein. Um diesen Effekt auf die für das Gesamtgeräusch des Ventilators bedeutendste Frequenz, der Blattfolgefrequenz und deren Oberschwingungen, anzuwenden, haben M. Darvish et al. (2015), D. Beck (2013) und B. Tietjen (2013) gemeinsam Untersuchungen mit gestuften Spiralgehäusezungen an Trommelläufer-Ventilatoren durchgeführt. Die Stufen wurden dabei so ausgelegt, dass sie einer halben Schaufelteilung entsprechen und damit eine Phasenverschiebung von 180° hervorrufen. Transiente Oberflächendaten aus numerischen Simulationen zeigen, dass die Intensität der Schallquellen nicht homogen über die Zungenoberfläche verteilt ist. Stattdessen trägt die Hälfte der Spiralgehäusezunge, welche sich auf der Nabenseite des Ventilators befindet, deutlich mehr zur Drehtonerzeugung bei [30, 32]. Aus diesem Grund wurde eine vierfache Stufung der Zunge gewählt, um in jedem Fall im akustisch aktiven Bereich der Zungenoberfläche eine Phasenverschiebung zu bewirken. Die Untersuchungen zeigen, dass mit gestuften Zungen die Schalldruckpegel der BPF und deren Vielfache reduziert werden können, ohne dabei den Wirkungsgrad des Ventilators zu senken. So konnte der Schalldruckpegel der BPF bei einer absichtlich spitz gewählten Variante mit kleinem Zungenradius um 21,6 dB, die 2. Harmonische um 12,9 dB reduziert werden. Für den Gesamtschalldruckpegel des Ventilators ließ sich eine Verringerung um 17 dB nachweisen. Für bereits gut ausgelegte Spiralgehäusezungen ließen sich Pegelreduzierungen im Bereich von 3 bis 6 dB für den Drehton und 3,5 bis etwa 8 dB für die 2. Harmonische nachweisen (vgl. [33]). Vergleichsmessungen mit gestuften Zungen in der Größe einer ganzen Schaufelteilung wiesen keine verringerten Schalldruckpegel auf, wodurch die Reduzierung bei der BPF und deren Vielfachen bei halber Teilung auf den Effekt der destruktiven Interferenz zurückgeführt werden kann. Die Autoren merken weiterhin an, dass die Orientierung und Ausführung der Stufung das akustische sowie aerodynamische Verhalten des Ventilators maßgeblich beeinflussen können. So kam es bei einigen untersuchten Varianten statt der

erwünschten Reduzierung zu einer Erhöhung der tonalen Geräuschanteile und schlechteren Wirkungsgraden, weswegen die Auswahl mit großer Sorgfalt geschehen muss (vgl. [30, 33–36]).

Markschies hat das Prinzip der gestuften Zungen auf Ventilatoren mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln angewendet und kommt zu ähnlichen Erkenntnissen. So konnte der Pegel des Drehtons, im Vergleich zu einer geraden Referenzzunge mit guten akustischen sowie aerodynamischen Eigenschaften, bei halber Schaufelteilung um etwa 2 dB im Bestpunkt und etwa 3 dB im Überlastbereich reduziert werden. Das Breitbandgeräusch des Ventilators bleibt dabei nahezu unverändert. Markschies stellt bei allen untersuchten gestuften Zungen eine Steigerung des Wirkungsgrades durch ein verringertes Antriebsdrehmoment fest. Die Wirkungsgradsteigerung beträgt bis zu 4,4 Prozentpunkte im Bestpunkt des Ventilators. Wie bei den Untersuchungen an Trommelläufer-Ventilatoren zeigt sich, dass vor allem die akustischen Eigenschaften sensibel auf unterschiedliche Anordnungen der Stufen reagieren, wobei die Anzahl der von Markschies untersuchten Zungengeometrien deutlich kleiner ist als die von Darvish et al. Markschies hat weiterhin nachweisen können, dass die geräuschmindernden Effekte der Stufung und der Vergrößerung des Zungenabstands sowie -radius nicht additiv sind, was Neise in [21] auch für schräge Zungen feststellt [28].

Neise und Koopmann et al. (1980-88) haben ebenfalls Untersuchungen zur Reduzierung des Drehtons direkt am Ort der Schallentstehung durchgeführt. Sie verwendeten in ersten Untersuchungen $\lambda/4$ - bzw. Helmholtz-Resonatoren innerhalb der Spiralgehäusezunge. Werden die Resonatoren so ausgelegt, dass ihre Eigenfrequenz bzw. Länge mit der Blattfolgefrequenz korrespondieren, wird dem System durch Dissipation Schallenergie entzogen und die Schalldruckpegel der BPF und deren Oberschwingungen im akustischen Fernfeld sinken. Mithilfe der Resonatoren konnte eine Pegelreduzierung bei der Blattfolgefrequenz von bis zu 29 dB und eine Gesamtschalldruckpegelabnahme von bis zu 7 dB(A) erreicht werden. Die aerodynamischen Eigenschaften des Ventilators blieben dabei unverändert, da die ursprüngliche Zungengeometrie nicht modifiziert wurde [37, 38]. Die Anwendung von Resonatoren oder schallabsorbierenden Materialien zur Geräuschreduzierung wird unter passiver Geräuschunterdrückung (engl. *Passive Noise Cancellation - PNC*) zusammengefasst. Dazu zählen auch Untersuchungen von Y. Gu et al. (2011), die mit schallabsorbierender Auskleidung im Spiralgehäuse eines Radialventilators den breitbandigen Geräuschanteil reduzieren konnten. In Verbindung mit einer angeschrägten Zungengeometrie konnte zusätzlich auch der tonale Schall verringert werden. Als nachteilig erwies sich eine durchgängig niedrigere aerodynamische Leistungsfähigkeit im Vergleich zum nicht-absorbierend ausgeführten Spiralgehäuse [39]. C. Xu und Y. Mao (2016) haben akustisch dämpfende Materialien in Form von Metallschaum an der Gehäusezunge von Radialventilatoren verwendet. Sie konnten mit bestimmten Konfigurationen die BPF komplett aus dem Geräuschspektrum eliminieren und ebenfalls das Breitbandgeräusch reduzieren. Allerdings erweist sich die Porengröße sowie -beschaffenheit als kritisch und beeinflusst den

Wirkungsgrad teilweise stark [40]. Werden zur Geräuschreduzierung elektrisch betriebene Geräte genutzt, spricht man von aktiver Geräuschunterdrückung (engl. *Active Noise Cancellation - ANC*). Koopmann und Neise et al. (1988) haben ihre Untersuchungen mit Resonatoren auf den Bereich der ANC erweitert. Sie nutzten dafür sowohl Lautsprecher als auch elektro-magnetisch betriebene Vibrationsplatten innerhalb der Spiralgehäusezungen und erzeugen sogenannten Antischall. Dieser zu einem bestimmten Bezugsgeräusch gegenphasigen Schall kann mittels destruktiver Interferenz bestimmte Pegel reduzieren. So konnten mit dieser Methode die Pegel bei der BPF und deren 2. und 3. Harmonischer um bis zu 23 dB reduziert werden [41, 42]. Das Prinzip des Antischalls wird auch bei modernen Kopfhörern zur aktiven Geräuschunterdrückung genutzt, um Nutzschall wie Sprache oder Musik von störenden, insbesondere tieffrequenten Geräuschanteilen zu bereinigen [43].

Konstruktive Maßnahmen innerhalb des Ventilatorlaufrades, statt am Spiralgehäuse oder im Auslasskanal, zielen in der Regel auf eine ablösefreie Durchströmung des Rotors und der Vermeidung von Sekundärströmungen ab und sollen dadurch die instationären Schaufelkräfte reduzieren. Ablösegebiete an den Schaufeln oder der Deckscheibe sorgen für Wirbelentstehungen und erhöhen so hauptsächlich den schmal- und breitbandigen Geräuschanteil. Sekundärströmungen in den Schaufelkanälen steigern insbesondere die tonalen und breitbandigen Geräusche (vgl. [9, 11, 44]). In beiden Fällen wird der Hauptströmung Energie entzogen, wodurch die aerodynamische Leistungsfähigkeit sinkt. Embleton untersuchte daher Schlitze in den Ventilatorschaufeln, um die mit Verlusten und Schallentstehung verbundene Grenzschichtablösung auf den Schaufeln weiter in Richtung Schaufelhinterkante zu verschieben oder komplett zu unterdrücken. Durch die Schlitze erfolgt ein Energieaustausch von der Schaufeldruck- zur Schaufelsaugseite, welcher sich aufgrund des Druckgradienten automatisch einstellt. Dem energieschwachen Fluid in der Grenzschicht auf der Schaufelsaugseite wird somit kinetische Energie zugeführt, was die Ablösegefahr mindert (vgl. [45]). Der Erfolg dieser Maßnahme hielt sich bei Embleton in Grenzen. So konnte der Wirkungsgrad des Ventilators unterhalb des Bestpunktes zwar leicht erhöht und das Breitbandgeräusch um 1 bis 2 dB verringert werden, oberhalb des BEP verschlechterten sich die Betriebscharakteristika jedoch wieder [22]. Untersuchungen weiterer Autoren kommen zu ähnlichen Ergebnissen [11]. Durch die bauartbedingte 90°-Umlenkung der Strömung im Laufrad eines Radialventilators kann es auch an der Deckscheibe zu verlustreichen Ablöseerscheinungen und damit einhergehender Geräuschentwicklung kommen. Fehse und Neise (1999) zeigen, dass durch Ablösung an der Deckscheibe und Schaufelsaugseite vor allem tieffrequenter Schall im Bereich von 20 bis 200 Hz entsteht. Sie merken an, dass eine günstige Meridiankontur mit großen Einlaufradien an der Deckscheibe dabei helfen kann, Ablösung zu vermeiden [46]. Des Weiteren trägt die Spaltströmung, die sich durch den Druckunterschied zwischen Spiralgehäuse und Laufradsaugseite ergibt und durch den notwendigen Ringspalt zwischen Einlaufdüse und Ventilator strömt, dazu bei, die Hauptströmung ablösearm in die radiale Richtung umzulenken. Die Wirkungsweise ist dabei identisch zu den zuvor beschriebenen geschlitzten Schaufeln. S. Suzuki und Y. Ugai (1977)

haben experimentell gezeigt, dass ein möglichst kleiner Düsenpalt, der betriebsbedingt notwendige Abstand zwischen stationärer Einlaufdüse und rotierendem Laufrad, sowohl die aerodynamischen als auch die aeroakustischen Eigenschaften eines Radialventilators positiv beeinflusst. So konnte der Wirkungsgrad um bis zu 10 Prozentpunkte gesteigert und der Kennlinienbereich bei kleinem Düsenpalt deutlich erweitert werden. Der gemittelte Schalldruckpegel sank außerhalb des BEP um bis zu 3 dB. In den jeweiligen Bestpunkten, deren Lage abhängig von der Größe des Düsenpalts ist, waren die Schalldruckpegel konstant. Dies spricht dafür, dass ein kleinerer Spalt nur im Über- und Unterlastbereich zu einer Geräuschminderung führt, da im Bestpunkt ohnehin mit den geringsten Ablöseerscheinungen zu rechnen ist [47]. Unter Umständen kann ein ungünstig ausgelegter Düsenpalt allerdings auch zu starken tonalen Störgeräuschen führen, die sich oberhalb der BPF zeigen [48, 49]. Des Weiteren besteht bei einer zu kleinen Spaltgröße die Gefahr, dass durch fertigungsbedingte Toleranzen Schleifgeräusche zwischen stationärer Düse und rotierendem Laufrad entstehen. Die Ausführung der Schaufelvorder- und -hinterkanten kann ebenfalls dazu beitragen, sowohl das Geräuschverhalten als auch die aerodynamische Leistungsfähigkeit zu verbessern. Die Grundlage dazu liefern Beispiele aus der Natur. So kann mithilfe dieser, als Bionik bezeichneten Wissenschaft, etwa das äußerst leise Flugverhalten von Eulen und die besondere Beschaffenheit von Walflossen für die Geräuschminderung von Tragflügeln und Ventilatoren verwendet werden. T. Geyer (2017) hat die speziellen Gegebenheiten des Eulenflügels auf Tragflügel angewendet und so etwa den Einfluss gezackter Schaufeleintritts- und -austrittskanten untersucht. Durch Verringerung der Interaktion von Schaufelvorderkante und turbulenzbehafteter Zuströmung sowie der turbulenten Grenzschicht mit der Schaufelhinterkante kann die Geräuschentwicklung positiv beeinflusst werden [50]. Zurbano-Fernández et al. (2019) haben das Prinzip der gezackten Vorderkante, welches durch den Eulenflügel und sogenannten Tuberkeln inspiriert wurde, auf einen Radialventilator angewendet. Als Tuberkel werden kleine knotige Oberflächenstrukturen beispielsweise auf den Flossen von Buckelwalen bezeichnet (vgl. [51]). Sie haben ebenfalls eine Geräuschminderung, vor allem im Frequenzbereich unterhalb von 1000 Hz sowie im breitbandigen Bereich, festgestellt. Allerdings merken sie an, dass sowohl die geometrische Ausführung der Zacken als auch die Intensität der Zuströmturbulenz großen Einfluss auf die Wirksamkeit der Maßnahme hat [52]. Der Ventilatorenhersteller Ziehl-Abegg vereint zahlreiche bionische Merkmale in einer modernen Ventilatorgeneration und hat durch Tuberkel an der Schaufelvorderkante, eine gewellte und verwundene Schaufel sowie eine gezackte Hinterkante die aerodynamische und aeroakustische Leistungsfähigkeit ihres Ventilators deutlich gesteigert [53].

Eine weitere konstruktive Maßnahme, um den tonalen Geräuschanteil zu beeinflussen, besteht in einer ungleichmäßig ausgeführten Schaufelanordnung. Die Wirkungsweise beruht erneut darauf, die Phasenlage der Rotor-Stator-Interaktion zu verändern. Untersuchungen dazu wurden unter anderem von M. Boltezar et al. (1998) [54], G. Lauchle und T. Brungart (2000) [55] sowie D. Wolfram und T. Carolus (2010) [48] an rückwärts-gekrümmten

Schaufeln und von B Jiang et al. (2019) [56] an vorwärts-gekrümmten Schaufeln durchgeführt. Bei allen Untersuchungen zeigt sich, dass zwar der Drehmoment reduziert werden kann und sich der Wirkungsgrad nicht signifikant ändert, die abgestrahlte Gesamtschalleistung aber konstant bleibt. Die Ursache liegt darin, dass die akustische Gesamtenergie erhalten bleibt und lediglich auf andere Frequenzen umgelagert wird. Trotz dessen kann eine ungleiche Schaufelanordnung dazu beitragen, den subjektiven Geräuschcharakter, durch Anregung von Frequenzen im weniger empfindlichen Bereich des menschlichen Hörens, zu verbessern (vgl. [11]). Schwingungsinduzierte Geräusche und strukturelle Probleme können sich wiederum als nachteilig erweisen, weswegen Jiang et al. unter anderem den Parameter Unwucht in ihre Optimierungen einbeziehen [56].

Die klassische experimentelle Optimierung ohne Nutzung numerisch gestützter Algorithmen der aerodynamischen oder akustischen Eigenschaften von Ventilatoren ist oft mit hohem Aufwand verbunden. Gerade Studien zum Einfluss der verschiedenen geometrischen Parameter eines Ventilators im Hinblick auf die Zielgrößen sowie der Prototypenbau sind mit hohem Kosten- und Zeitaufwand verbunden. Existieren zusätzlich noch keine geeigneten Messverfahren oder ist das schnelle und vergleichsweise kostengünstige Rapid-Prototyping Verfahren nicht geeignet, steigt der Aufwand noch weiter. Die Verfügbarkeit von CFD-Software, auch für industrielle Problemstellungen bringt durch kontinuierlich steigende Rechenleistung enorme Erleichterungen. So muss in der Regel nur noch das Referenzmodell als physischer Prototyp gebaut und vermessen werden, um die Simulationen zu validieren. Die eigentliche Geometrieoptimierung kann dann virtuell durchgeführt werden. Anschließend können vielversprechende Varianten gebaut und vermessen werden. Auch wenn durch numerische Simulationen der Aufwand der Optimierungen deutlich reduziert werden konnte, müssen die Auswahl und Variation der untersuchten Parameter sowie ihr Einfluss auf die Zielgröße, die Modellerstellung und Validierung weiterhin von Hand erfolgen.

Mit der Entwicklung mathematischer Methoden und Algorithmen für Optimierungsaufgaben und ihrer numerischen Umsetzung konnte der Aufwand in der Vergangenheit stark reduziert werden. Es ist nun möglich zahlreiche Varianten einer optimierten Geometrie im Hinblick auf die Erreichung einer oder mehrerer Ziele zu untersuchen. Der Einfluss unterschiedlichster Parameter auf die Zielgröße kann mittels Sensitivitätsanalysen bewertet werden und es können Ventilatormodelle entstehen, welche mit der klassischen Versuch-und-Irrtum-Optimierung nicht ohne Weiteres denkbar gewesen wären. Seit Beginn der rechnergestützten Optimierung sind zahlreiche Strategien sowie Algorithmen entwickelt, angewendet und in einschlägiger Fachliteratur veröffentlicht worden (bspw. [57–62]).

K.-Y. Kim et al. und M.-W. Heo et al. (2004-2016) haben gemeinsam in einer Reihe von Arbeiten Radialventilatoren mit unterschiedlichen Optimierungsalgorithmen untersucht. Mithilfe der statistischen Versuchsplanung (engl. *Design of Experiments* - DoE) in Ver-

bindung mit der Response Surface Methode (engl. *Response Surface Methodology* - RSM) haben sie den Einfluss der Spiralgehäuse- und der Zungengeometrie sowie der Laufradbreite auf den Wirkungsgrad eines Ventilators mit vorwärts-gekrümmten Schaufeln analysiert. Bei der Response Surface Methode wird eine Approximation der zugrundeliegenden Systemgleichungen durchgeführt. Die Approximation kann als Fläche dargestellt werden, die häufig mittels linearem oder quadratischem Polynom beschrieben wird. Kim et al. haben die Kontinuitäts- und die Reynolds-gemittelte Navier-Stokes-Gleichung (engl. *Reynolds-Averaged Navier-Stokes-Equation* - RANS) in Verbindung mit einem CFD Solver genutzt. Die bei der RSM entstehende Antwortfläche gibt die Systemantwort bei sich gleichzeitig ändernden Eingangsparametern wieder und kann, gerade bei Mehrzieloptimierungen, dabei helfen, schnell und effektiv viele Eingangsgrößen zu untersuchen. Zur Festlegung geeigneter Stützstellen für die Antwortfläche, die dafür sorgen, dass die Approximation die realen Zusammenhänge möglichst gut beschreibt, wird häufig die Design of Experiments Methode genutzt. DoE ist ein statistisches, regressionsbasiertes Verfahren zur virtuellen Versuchsplanung. Mittels dieser statistischen Versuchsplanung kann die Anzahl der Stützstellen minimiert, der Einfluss der Eingangsgrößen untersucht und Informationen zur Güte der Approximation gewonnen werden. Eine sorgfältig durchgeführte DoE stellt damit sicher, dass mit einem Minimum an Eingangsparametern, ein Maximum an Informationen aus dem Modell gewonnen werden kann (vgl. [63]). Die Optimierungen von Kim et al. zeigen eine stärkere Abhängigkeit des Wirkungsgrades von der Zungenlage und dem Öffnungswinkel des Spiralgehäuses als von den anderen untersuchten Variablen. So konnte der Wirkungsgrad um 5,0 Prozentpunkte gegenüber einem Referenzdesign gesteigert werden. Weitere Verbesserungen konnten erzielt werden, indem der Volumenstrom als Eingangsgröße berücksichtigt wurde [64, 65]. Heo et al. haben die Arbeiten fortgeführt und im nächsten Schritt die aeroakustischen Eigenschaften in ihre Optimierungen eingeschlossen. Sie nutzten dafür stationäre und instationäre RANS Simulationen und die Lighthill Analogie in Verbindung mit multidisziplinären evolutionären Algorithmen (engl. Multi-Objective Evolutionary/Genetic Algorithms - MOEA/MOGA), um den Wirkungsgrad und die Schallabstrahlung eines Trommelläufer-Ventilators zu optimieren [66]. Evolutionäre Algorithmen (EA) sind eine, ebenfalls aus der Bionik stammende heuristische Methode, zur effizienten Optimierung von Systemen mit vielen Eingangsgrößen. Als Vorbild dient die natürliche Evolution und getreu dem Gesetz des *survival of the fittest* werden über „Mutation“, „Rekombination“ und „Selektion“ diejenigen „Individuen“ einer „Population“ ausgewählt und weiterentwickelt, welche die höchste „Fitness“ aufweisen, also die Zielgröße maxi- bzw. minimieren (vgl. [67]). Heo et al. konnten durch eine zweistufige Optimierung den Wirkungsgrad des Ventilators im Vergleich zum Referenzdesign um 6,6 Prozentpunkte steigern und den A-bewerteten Schalldruckpegel um 7,2 dB senken [66]. In einer weiteren Studie haben Heo et al. den Effekt von Zwischenschaufeln auf den Wirkungsgrad und Druckaufbau eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln untersucht und optimiert. Sie nutzten dafür wiederum evolutionäre Algorithmen in Kombination mit Design of Experiments und der Response Surface Methode als Ersatz-

model für RANS Simulationen und konnten den Wirkungsgrad des Ventilators um 3,8 Prozentpunkte und den Druckaufbau um etwa 70 Pa gegenüber der Vergleichsbasis steigern [68].

Weitere Optimierungen, speziell im Hinblick auf die Aeroakustik von Ventilatoren, haben unter anderem Yang et al. (2013) und Stadler et al. (2016) durchgeführt. Yang et al. nutzten Design of Experiments, die Response Surface Methode und multidisziplinäre evolutionäre Algorithmen in Kombination mit CFD Simulationen um die Schallabstrahlung eines Trommelläufer-Ventilators zu untersuchen und zu reduzieren. Als Verfahren zur Beschreibung der turbulenten Strukturen innerhalb der CFD wurde die Grobstruktursimulation (engl. *Large Eddy Simulation - LES*) verwendet. Die LES eignet sich besonders für aeroakustische Untersuchungen, da hierbei großskalige Wirbelstrukturen bis zu einer definierten Größe nicht modelliert, sondern direkt berechnet werden. Dadurch bleiben möglichst viele Informationen über das turbulente Strömungsfeld erhalten und können in der akustischen Analogie verwendet werden. Als Erweiterungen der Lighthill Gleichung nutzten sie die Curle sowie die Ffowcs Williams-Hawkings (FW-H) Analogie, um sowohl Schallquellen numerisch zu lokalisieren, als auch die Schallabstrahlung als Optimierungszielgröße vorgeben zu können. Yang et al. konnten durch Variation der Antriebsdrehzahl, des Schaufelaustrittswinkels, des Zungenabstands sowie der Einlaufdüsenkontur den Auslass-Schallleistungspegel um 9 Prozent bzw. etwa 1,5 dB reduzieren, wobei der Wirkungsgrad konstant blieb. Es zeigt sich dabei, dass die Antriebsdrehzahl einen großen Einfluss auf die akustischen Eigenschaften hat, was damit zu begründen ist, dass die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades mit der dritten Potenz in die Schallleistung der dominanten Schallerzeugungsmechanismen bei Radialventilatoren eingeht (vgl. [69]). Eine Verringerung der Umfangsgeschwindigkeit ist allerdings bei Einhaltung des Entwurfsziels und geringer geometrischer Änderung des Ventilators nur begrenzt möglich [70]. Stadler et al. konnten mit der Optimierung eines Radialventilators mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln für eine medizinische Anwendung die Stärken der evolutionären Algorithmen eindrucksvoll unter Beweis stellen. Aufgrund einer Reihe von geometrischen Einschränkungen und Randbedingungen wegen des speziellen Anwendungsgebietes ihres Ventilators stellte sich die Auslegung als besonders komplex heraus. Sie nutzten daher RANS Simulationen und die FW-H Analogie, welche mittels Lattice-Boltzmann-Methode umgesetzt wurde, um die aerodynamischen sowie aeroakustischen Eigenschaften des Ventilators mit EA zu optimieren. Gegenüber dem klassisch ausgelegten Referenzdesign konnte der Wirkungsgrad um 210 Prozent, von 17 % auf 55 %, gesteigert und der A-bewertete Schalldruckpegel um 16,6 dB reduziert werden. Weiterhin hat die Geometrieoptimierung zu geringeren Herstellungskosten, weniger benötigter Sensorik und einem beschleunigten Auslegungsverfahren geführt [71].

Bei den meisten Optimierungsaufgaben wird ein klassisch ausgelegter Referenzventilator als Ausgangspunkt und Vergleichsbasis, etwa nach den Auslegungsrichtlinien von L. Bommes oder C. Pfeiderer, genutzt. Der Nachteil dabei ist, dass auch die optimierten Varianten den von der klassischen, empirischen oder semi-empirischen Auslegungsstrategie definierten Rahmen meist nicht verlassen. Dieser begrenzte Rahmen oder Raum, im Englischen treffend als *design space* bezeichnet, führt dazu, dass sich die einzelnen Varianten oftmals nicht grundsätzlich vom Referenzventilator unterscheiden und keine neuen wegweisenden Modelle im Optimierungsprozess entstehen. Aus diesem Grund haben K. Bamberger und T. Carolus (2017) eine neue Auslegungsrichtlinie auf Grundlage weniger einfacher Korrelationen vorgeschlagen. Diese Korrelationen verknüpfen die Geometrie des Laufrades mit dem aerodynamischen Betriebspunkt des Ventilators und sind in einem Optimierungsprozess mittels DoE, EA, CFD und künstlichen neuronalen Netzen entstanden. So wird nicht der eigentliche Ventilator, sondern vielmehr die gesamte Auslegungsroutine optimiert. Das Ziel der Arbeit war es, mit dem entwickelten Auslegungsschema Ventilatoren für eine große Bandbreite von Betriebspunkten auszulegen und mit klassischen Designs zu vergleichen. Es zeigt sich, dass die Ventilatoren nahezu über den gesamten Betriebsbereich höhere Wirkungsgrade als die entsprechenden Vergleichslaufräder aufweisen. Der Wirkungsgradgewinn beträgt bis zu 10 Prozent. Zusätzlich zeigt sich eine hohe Zuverlässigkeit des Auslegungsschemas im Hinblick auf die Erreichung des geforderten Druckaufbaus [72].

Eine weitere Klasse von Auslegungsstrategien wurde unter anderem von M. Zangeneh und W. R. Hawthorne (1990/91) entwickelt und publiziert [73, 74]. Diese dreidimensionale, kompressible Auslegungsmethode arbeitet prinzipiell genau umgekehrt zu klassischen Auslegungen. Bei konventionellen Auslegungen nach Bommes, Eck oder Pfeiderer werden die Hauptabmessungen der Maschine über empirisch oder semi-empirisch gewonnene Zusammenhänge bestimmt. Anschließend wird die Schaufelform nach unterschiedlichen funktionellen Voraussetzungen festgelegt. Aus Kostengründen oder aus fertigungstechnischer Sicht werden bei Radialventilatoren häufig einfache Kreisbogenschaufeln oder zweidimensional punktweise berechnete Schaufeln verwendet. Bei dieser direkten, geradlinigen Methode ergibt sich demnach das Strömungsgebiet innerhalb des Ventilators durch die im Auslegungsprozess festgelegten Parameter. Änderungen der Schaufelform und deren Auswirkung auf die Strömung müssen anschließend mittels CFD oder experimenteller Verfahren untersucht werden. Bei der von Zangeneh und Hawthorne entwickelten Methode wird der klassische Ablauf umgekehrt. Durch Vorgabe einer konkreten Belastung über die Druckverteilung auf den Schaufeln kann das Strömungsgebiet innerhalb des Ventilators direkt beeinflusst werden. Die Schaufeln werden in einem iterativen Verfahren numerisch berechnet, bis die spezifizierte Schaufelbelastung bzw. das gewünschte Strömungsfeld erreicht ist. Die Verbindung dieses inversen Auslegungsverfahrens (engl. *Inverse Design*) mit unterschiedlichen Optimierungsalgorithmen erlaubt es, spezielle Zielvorgaben wie die

Schallabstrahlung festzulegen und die entsprechende Schaufelform zu erhalten. Dies kann sowohl zu neuartigen Designs als auch zu einem deutlich reduzierten Auslegungs- und Entwicklungsaufwand führen.

S. Lee et al. (2003) haben ein inverses Auslegungsverfahren in Verbindung mit der numerischen Aeroakustik verwendet, um einen Axialventilator auszulegen, der bei Erreichung des geforderten aerodynamischen Betriebspunktes ein Minimum an Schallemission aufweist. Dabei dient die Verteilung des Gesamtschalldruckpegels, welche aus den vorgegebenen instationären Belastungen der Schaufeln berechnet wird, als Eingangsgröße für das mehrdimensionale inverse Akustikmodell. Ihre Untersuchungen zeigen gute Übereinstimmung zwischen den numerischen sowie experimentellen Ergebnissen und legen nahe, dass die Schallabstrahlung sinnvoll als Eingangsgröße in der inversen Auslegung genutzt werden kann [75]. M. Stadler et al. (2014) haben eine erweiterte Herangehensweise für einen Axialventilator genutzt. Sie nutzen einen evolutionären Algorithmus, um den inversen Auslegungsprozess zu optimieren. Als Zielgrößen der Optimierung wurden der aerodynamische Wirkungsgrad und die Schallabstrahlung festgelegt. Da aeroakustische Simulationen relativ zeitaufwendig sind, wurde der Optimierungsalgorithmus auf ein vorher angelerntes Metamodel angewendet. Vom Algorithmus als vielversprechend erachtete Varianten wurden mittels CFD und Lattice-Boltzmann-Methode aerodynamisch bzw. aeroakustisch auf einer Cloud-Computing-Plattform mit hoher Rechenleistung simuliert. Ein physisch gebauter Prototyp mit dem besten Kompromiss zwischen Wirkungsgrad und Schallabstrahlung zeigt einen reduzierten Schalldruckpegel bei der BPF, eine fast vollständig ausgelöschte 2. Harmonische und eine Gesamtschalleistungspegelreduzierung von 1,3 dB(A) gegenüber einer Vergleichsbasis [76].

Zangeneh und de Maillard (2012) haben einen bereits invers ausgelegten Axialventilator im Hinblick auf die Aerodynamik und Aeroakustik speziell im Unterlastbereich optimiert. Sie nutzten den inversen Auslegungscode, zusammen mit Design of Experiments, der Response Surface Methode sowie evolutionären Algorithmen und konnten zeigen, dass insbesondere bei niedrigen Volumenströmen ein Kompromiss zwischen Wirkungsgrad und Schallabstrahlung bei Axialventilatoren besteht. Die CFD Simulationen einer Variante mit hohem Wirkungsgrad sowie einer mit niedriger Schallabstrahlung zeigen gute Übereinstimmungen mit der Approximation. Die Zielgrößen Wirkungsgrad und Geräuschemission erreichten im Laufe der Optimierung eine Änderung von etwa 4 Prozentpunkten bzw. 2,5 dB. Es zeigt sich weiterhin, dass sich die Verteilung der Schaufelbelastung für die beiden Zielgrößen unterscheiden. Ein hoher Wirkungsgrad führt zu einer hohen Belastung im vorderen Teil der Schaufel nah der Deckscheibe, während der Bereich nah der Rad- oder Bodenscheibe eher zur Schaufelaustrittskante belastet wird. Eine geringe Schallabstrahlung führt zu einer hohen Belastung im Bereich der Schaufeleintrittskante sowohl an der Deck- als auch an der Radscheibe [77].

Erfolgreich auf einen Radialventilator angewendet, konnten M. Henner et al. (2015) den Wirkungsgrad eines Trommelläufer-Ventilators mittels Inverse Design in einem weiten Betriebsbereich um bis zu 10 Prozent steigern. Sie haben zusätzlich das Spiralgehäuse optimiert und konnten durch Verringerung der Wirbelstärke im Bereich der Gehäusezunge und der fast vollständigen Unterdrückung einer strahlartigen Struktur, welche das Laufrad nah der Radscheibe verlässt, die zu erwartende tonale Schallentstehung ebenfalls mindern [78].

Eisenmenger et al. (2019-2020) haben das Inverse Design für die aerodynamische und aeroakustische Auslegung und Optimierung eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln genutzt. Auf Basis eines klassisch ausgelegten Ventilators nach Bommers et al. legten sie ein vergleichbares Laufrad mit der inversen Methode für einen identischen Betriebspunkt aus. Dieses wurde anschließend mittels EA im Hinblick auf den Wirkungsgrad und die Schallemission optimiert und numerisch sowie experimentell untersucht. In zwei unabhängigen Optimierungen wurde zum einen eine maximale Wirkungsgradsteigerung angestrebt, zum anderen eine minimale Schallabstrahlung bei gleichzeitig möglichst kleiner Reduzierung der aerodynamischen Leistungsfähigkeit. Dabei zeigt sich eine qualitativ identische Charakteristik der Schaufelbelastungsverteilung, wie sie bei Zangeneh und de Maillards Axialventilator festgestellt wurde. Die Optimierung des Wirkungsgrades führt zu einer hohen Schaufelbelastung im Bereich der Eintrittskante nah der Deckscheibe, während nah der Radscheibe die Belastung weiter in Richtung Schaufelhinterkante verlagert wird. Eine Optimierung mit dem Ziel der geringen Schallabstrahlung führt zu einer hohen Belastung im vorderen Schaufelbereich an der Deck- sowie Radscheibe. Das invers ausgelegte Vergleichsmodell sowie jeweils eine vielversprechende Variante der Optimierungsdurchläufe sind numerisch mittels stationärer RANS Simulationen untersucht worden. Dabei konnte der vom EA berechnete Trend hinsichtlich der aerodynamischen Eigenschaften bestätigt werden. Der aerodynamisch optimierte Ventilator zeigt einen um 1,5 Prozentpunkte gesteigerten Wirkungsgrad im Betriebspunkt, während der akustisch optimierte Ventilator gegenüber der Vergleichsbasis unverändert bleibt. Der vom Algorithmus berechnete Schalldruckpegel zeigt eine leichte Erhöhung des Gesamtschalldruckpegels von 0,7 dB beim wirkungsgradoptimierten und eine 1,3 dB Reduzierung beim geräuschoptimierten Ventilator. Erste experimentelle Untersuchungen können den Trend der aerodynamischen Eigenschaften bestätigen, während die akustischen Messungen gegensätzliche Erkenntnisse zu den numerisch bestimmten Ergebnissen liefern [79–81].

1.2 Umfang und Ziele der Arbeit

Das Hauptziel der Arbeit ist es, die Möglichkeiten der inversen Auslegungsstrategie in Kombination mit evolutionären Optimierungsalgorithmen zu untersuchen und anzuwenden. Auf diese Weise sollen die aerodynamische Leistungsfähigkeit sowie die aeroakustischen Eigenschaften eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln verbessert werden. Die Ergebnisse des Optimierungsprozesses in Form von numerischen Modellen sowie physischer Prototypen der Ventilatorlaufräder werden mithilfe von CFD Simulationen und experimentellen Untersuchungen bewertet. Dafür sollen im Rahmen der Dissertationsarbeit folgende Ziele erreicht werden:

- Auslegung eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln mithilfe der Methode der inversen Auslegung sowie Optimierung der aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften mit evolutionären Algorithmen
- Durchführung und Auswertung der experimentellen Untersuchungen hinsichtlich der Aerodynamik und Akustik
- Untersuchung der optimierten Ventilatoren mithilfe der numerischen Strömungsmechanik
- Betrachtung unterschiedlicher geometrischer Schaufelparameter bezüglich des Einflusses auf die aerodynamischen und aeroakustischen Kennlinien des Ventilators

Zur Auslegung und Optimierung wird der kommerzielle inverse Auslegungscode *TURBOdesign 1 (TD1)* der Firma *Advanced Design Technology Ltd* genutzt, welcher im Programmpaket *TURBOdesign Suite v. 6.8.0* integriert ist. Die Optimierungen werden mithilfe eines evolutionären Algorithmus durchgeführt, welcher mit dem Inverse Design Verfahren verbunden wird und ebenfalls Teil der Softwarelösung ist. Zur Bestimmung der aerodynamischen Kennlinien der Ventilatoren wird ein Kammerprüfstand nach ISO 5801 genutzt. Die aeroakustischen Untersuchungen werden mittels Kanal-Methode nach ISO 5136 durchgeführt. Zur genaueren Untersuchung möglicher Schallentstehungsmechanismen sowie zur detaillierten Betrachtung der Strömungsgebiete innerhalb der Ventilatoren, werden CFD Simulationen genutzt. Die Simulationen werden unter Verwendung stationärer sowie transienter Reynolds Averaged Navier-Stokes (RANS) Methoden durchgeführt. Die Ergebnisse der Simulationen sowie der experimentellen Untersuchungen sollen dabei helfen, die unterschiedlichen vom Optimierungsalgorithmus bestimmten Schaufelformen für verschiedene Zielfunktionen zu bewerten. Konkret geht es darum, folgende Fragen zu klären:

- Welche Besonderheiten in der Schaufelform ergeben sich durch das Optimierungsziel des hohen Wirkungsgrades?
- Welche Besonderheiten in der Schaufelform ergeben sich durch das Optimierungsziel der geringen Schallabstrahlung?

1.3 Radialventilatoren

Ventilatoren in radialer Bauweise zeichnen sich durch einen höher erreichbaren Druckaufbau bei üblicherweise geringeren Volumenströmen als bei Axialventilatoren aus. Die Bezeichnung Radialventilator leitet sich aus dem Strömungsschema durch das Laufrad ab, welches in Abbildung 1.3 für ein frei aus der Umgebung ansaugendes Laufrad mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln innerhalb eines Spiralgehäuses dargestellt ist.

Das zu fördernde Fluid wird beispielsweise frei aus der Atmosphäre angesaugt und dem rotierenden Laufrad parallel zur Rotorachse über die Düse zugeführt. Innerhalb des Ventilatorlaufrades wird das Fördermedium um 90° umgelenkt und radial in das Spiralgehäuse ausgestoßen. Im Spiralgehäuse wird das Fluid gesammelt und mittels kontinuierlicher Querschnittserweiterung und damit einhergehender Verzögerung der Strömungsgeschwindigkeit, der im Laufrad erzeugte dynamische Druckanteil in nutzbaren statischen Druck umgewandelt. Anschließend verlässt das Fluid den Ventilator auf einem höheren Energieniveau durch den Druckstutzen.

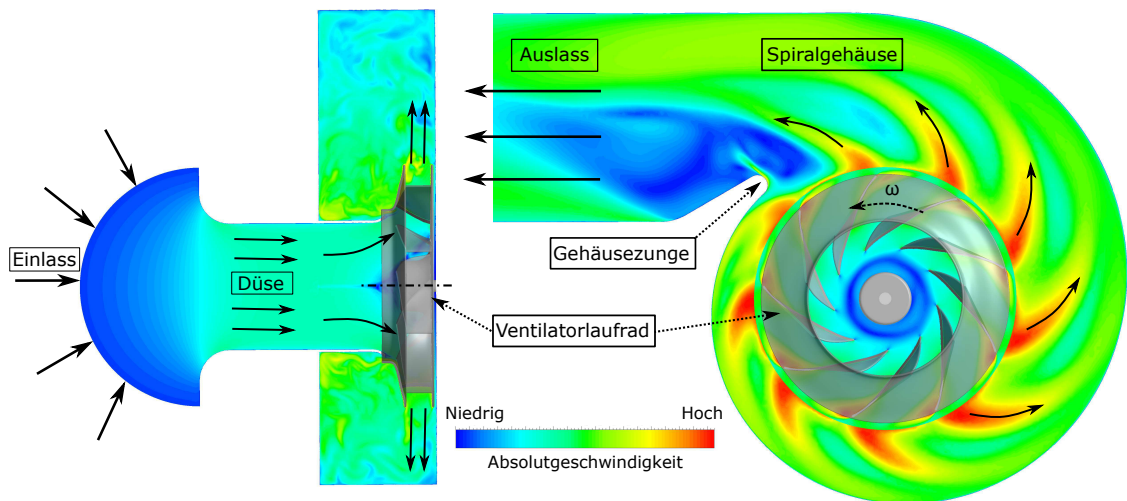


Abbildung 1.3: Prinzipieller Aufbau von Radialventilatoren mit Strömungsschema. Links: transiente CFD Simulation, Rechts: stationäre CFD Simulation.

Die Energieübertragung durch das Laufrad auf das Arbeitsmedium kann mittels zeitlicher Änderung des Dralls zwischen der Schaufeleintritts- und -austrittskante beschrieben werden. Weiterhin lässt sich die Dralländerung mit den am Laufrad auftretenden Geschwindigkeitskomponenten verknüpfen. Wird die Eintrittsseite mit dem Index 1 und die Austrittsseite mit dem Index 2 bezeichnet, ergeben sich für ein Laufrad mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln die in Abbildung 1.4 gezeigten Geschwindigkeitsverhältnisse für den allgemeinen Fall mit leichtem Eintrittsdrall.

Hierbei bezeichnen die Geschwindigkeitsvektoren $\vec{v}$ die Absolutgeschwindigkeit, die ein außenstehender Beobachter wahrnimmt, $\vec{w}$ die Relativgeschwindigkeit, die ein mit dem Lauf-

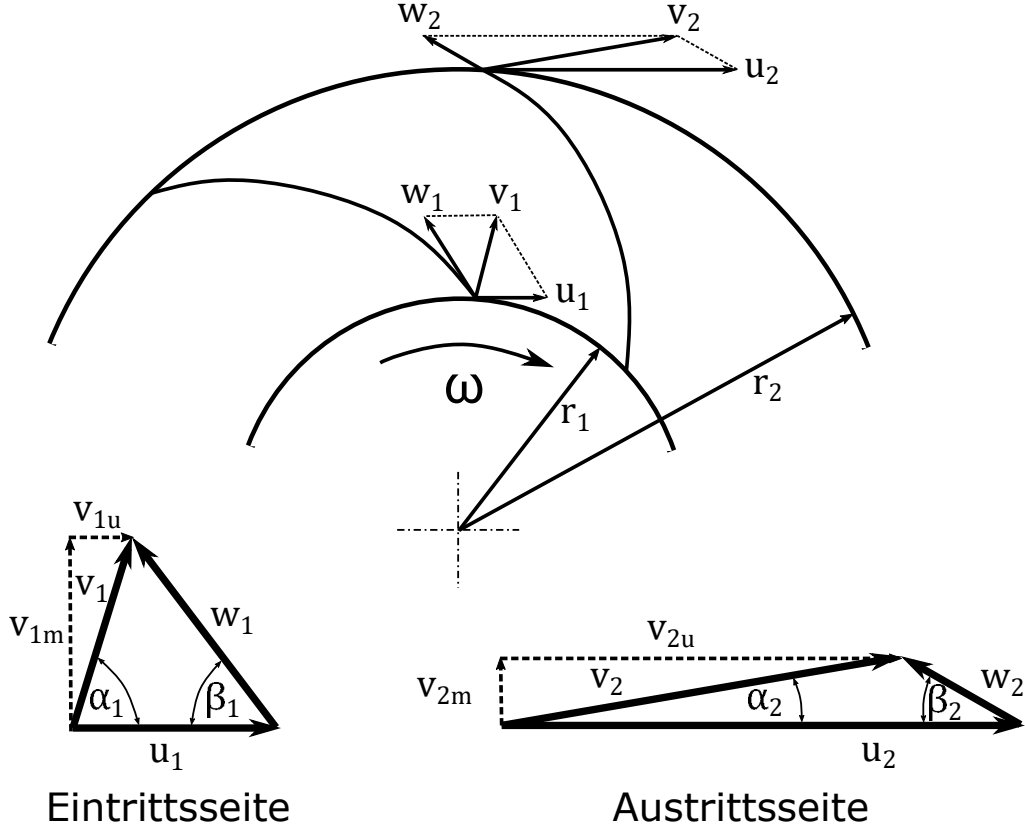


Abbildung 1.4: Qualitative Geschwindigkeitsverhältnisse am Laufrad eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln für den allgemeinen Fall mit leichtem Eintrittsdrall.

rad rotierender Beobachter wahrnimmt und $\vec{u}$ die Umfangsgeschwindigkeit. Die Indizes m und u bezeichnen die Komponenten der Geschwindigkeitsvektoren in Meridian- bzw. in Umfangsrichtung. Die Winkel α und β innerhalb der Geschwindigkeitsdreiecke bezeichnen den Absolut- bzw. den Relativströmungswinkel. Bei angenommener schaufelkongruenter Durchströmung entspricht der Relativströmungswinkel dem geometrischen Schaufelwinkel. r_1 ist der Laufradinnen-, r_2 der Laufradaußenradius und ω die Winkelgeschwindigkeit. Überall im Schaufelkanal gilt für die Geschwindigkeiten der folgende Zusammenhang:

$$\vec{v} = \vec{u} + \vec{w} \quad (1.1)$$

Der aus der Punktmechanik stammende Drallsatz lautet in einer allgemeinen Form [82]:

$$\vec{D} = m \cdot (\vec{r} \times \vec{v}) \quad (1.2)$$

Hierbei ist $\vec{D}$ der Drall oder Drehimpuls einer punktförmigen Masse m mit dem Ortsradius $\vec{r}$ sowie dem Geschwindigkeitsvektor $\vec{v}$. Aus Gleichung 1.2 wird ersichtlich, dass für die Dralländerung des Fluides innerhalb des Laufrades die Umfangskomponenten der Absolutgeschwindigkeiten v_u rechtwinklig zum Laufradradius entscheidend sind. Unter

Verwendung des aus den Geschwindigkeitsdreiecken folgenden allgemeinen Zusammenhangs $v_u = v \cdot \cos \alpha$ ergibt sich für den betragsmäßigen Unterschied des Dralls eines Fluidpartikels zwischen Ein- und Austritt aus dem Laufrad:

$$\Delta D = m \cdot (r_2 \cdot v_2 \cos \alpha_2 - r_1 \cdot v_1 \cos \alpha_1) \quad (1.3)$$

Die zeitliche Änderung des Drallunterschieds entspricht der Summe aller am Fluid wirkenden äußeren Momente, welche sich aufgrund von Symmetriebedingungen auf das Antriebsmoment M_W der Antriebswelle reduzieren. Für stationäre kompressible Strömung durch das Laufrad folgt [82]:

$$\frac{d}{dt} \Delta D = M_W = \frac{d}{dt} [m \cdot (r_2 \cdot v_2 \cos \alpha_2 - r_1 \cdot v_1 \cos \alpha_1)] \quad (1.4)$$

Durch Umformung und Vereinfachung sowie Einsetzen von $P_W = M_W \cdot \omega$ für die Wellenleistung und $dm/dt = \dot{m}$ für den Massenstrom durch das Laufrad ergibt sich:

$$P_W = M_W \cdot \omega = \dot{m} \cdot \omega (r_2 \cdot v_{2u} - r_1 \cdot v_{1u}) \quad (1.5)$$

Da für die Umfangsgeschwindigkeit am Laufrad $u = \omega \cdot r$ gilt und bei der angenommenen ideal verlustfreien Strömung die Wellenleistung P_W gleich der hydraulischen Leistung des Fluides P_{hydr} ist, folgt schließlich:

$$\frac{P_{hydr}}{\dot{m}} = u_2 \cdot v_{2u} - u_1 \cdot v_{1u} = Y_{th,\infty} \quad (1.6)$$

Gleichung 1.6 ist die Euler Strömungsmaschinenhauptgleichung¹ erster Form und verknüpft die spezifische, auf den Massenstrom bezogene, Förderarbeit des Laufrades Y über die Geschwindigkeitskomponenten mit der hydraulischen Leistung des Fluides. Die Indizes th und ∞ verdeutlichen die getroffenen Annahmen des ideal reibungsfreien Fluides sowie unendlich vieler und unendlich dünner Schaufeln für eine schaufelkongruente Durchströmung des Laufrades. In technischen Anwendungen soll die vom Ventilator am Fluid verrichtete Arbeit maximal sein. Wie aus Gleichung 1.6 ersichtlich ist, erreicht Y ein Maximum, wenn sich der rechte Geschwindigkeitsterm zu null ergibt. Dies kann nur dann der Fall sein, wenn die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Eintritt null wird, da die Umfangsgeschwindigkeit durch die Rotation des Laufrades bedingt ist. Man spricht in diesem Fall von einer drallfreien Zuströmung. Das entsprechende Geschwindigkeitsdreieck am Schaufeleintritt ist in Abbildung 1.5 dargestellt.

¹In dieser Form gilt die Gleichung für Pumpen, Verdichter und Ventilatoren, in denen das Fluid vom Index 1 (Eintritt) nach Index 2 (Austritt) strömt. Für Turbinenlaufräder gilt der umgekehrte Fall und die Geschwindigkeitsterme müssen getauscht werden.

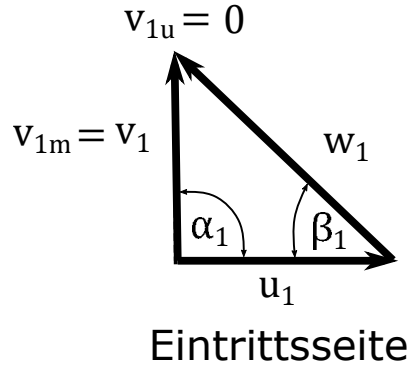


Abbildung 1.5: Geschwindigkeitsdreieck am Schaufeleintritt bei drallfreier Zuströmung.

Eine zweite Form der Euler Strömungsmaschinenhauptgleichung ergibt sich, wenn der Cosinussatz auf die Geschwindigkeitsdreiecke angewendet wird:

$$w^2 = u^2 + v^2 - 2 \cdot u \cdot v \cdot \cos \alpha \quad (1.7)$$

Umgestellt ergibt sich:

$$u \cdot v \cdot \cos \alpha = \frac{u^2 + v^2 - w^2}{2} \quad (1.8)$$

Da wie bereits gezeigt $v \cdot \cos \alpha = v_u$ ist, kann Gleichung 1.8 nun unter Berücksichtigung der Indizes in 1.6 eingesetzt werden und ergibt die zweite Form der Strömungsmaschinenhauptgleichung für Pumpen, Verdichter und Ventilatoren (vgl. [82]):

$$Y_{th,\infty} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2} \quad (1.9)$$

Der Zusammenhang zwischen theoretischer spezifischer Förderarbeit $Y_{th,\infty}$, der Dichte des Fluides ρ und dem theoretischen (Gesamt- oder totalen) Druckaufbau des Ventilators $\Delta p_{totth,\infty}$:

$$Y_{th,\infty} = \frac{\Delta p_{totth,\infty}}{\rho} \quad (1.10)$$

sowie die Zusammensetzung des Gesamtdruckaufbaus aus den Anteilen statischer Druck Δp_{stat} , dynamischer Druck Δp_{dyn} und geodätischer Druck¹ Δp_{geo} :

$$\Delta p_{tot} = \Delta p_{stat} + \Delta p_{dyn} + \Delta p_{geo} \quad (1.11)$$

erlauben es, jedem Term in Gleichung 1.9 einen Anteil zur Gesamtdruckerhöhung zuzuweisen (vgl. [15, 82, 83]):

¹Aufgrund des geringen Höhenunterschieds zwischen Ein- und Austritt des Laufrads und der untergeordneten Rolle bei gasförmigen Medien wird der geodätische Druckanteil bei Ventilatoren in der Regel vernachlässigt (vgl. [10, 15]).

- $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2}$ – Energieanteil bedingt durch höhere Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt gegenüber dem Laufradeintritt und damit einhergehende Fliehkraftwirkung auf das Fluid - äußert sich durch eine Erhöhung des statischen Drucks Δp_{stat}
- $\frac{v_2^2 - v_1^2}{2}$ – Energieanteil bedingt durch die Erhöhung der Absolutgeschwindigkeit und resultierender Steigerung der kinetischen Energie des Fluides - äußert sich durch eine Erhöhung des dynamischen Drucks Δp_{dyn}
- $\frac{w_1^2 - w_2^2}{2}$ – Energieanteil bedingt durch die Verzögerung der Relativgeschwindigkeit - äußert sich durch eine Erhöhung des statischen Drucks Δp_{stat}

Da in technischen Anwendungen häufig die Notwendigkeit besteht, den Anteil kinetischer Energie in statische Druckenergie umzuwandeln und diese Druckrückgewinnung mit Verlusten verbunden ist, ist man in den meisten Fällen bestrebt, den Anteil des Absolutgeschwindigkeitsterms so gering wie möglich zu halten. Die Geometrie der Schaufel führt bei Trommelläufer-Ventilatoren unmittelbar zur größten absoluten Austrittsgeschwindigkeit unter allen Radialventilatoren. In Verbindung mit der starken Strömungsumlenkung und damit einhergehenden Ablösegebieten innerhalb des Schaufelkanals sind die erreichbaren Wirkungsgrade mit vorwärts-gekrümmten Schaufeln daher vergleichsweise gering (vgl. [9]).

Die spezifische Förderarbeit nach Euler stellt den theoretischen Idealfall dar. Unter der Annahme unendlich vieler, unendlich dünner Schaufeln und reibungsfreier Strömung wird diese Förderarbeit durch das Laufrad auf das Fluid übertragen. Bei realen Maschinen kommt es aufgrund der begrenzten Schaufelanzahl, der geometrischen Ausdehnung dieser und der reibungsbehafteten Strömung zu einer verminderten Leistungsfähigkeit. Bei der Durchströmung eines weiterhin reibungsfreien Fluides durch ein Laufrad mit endlich vielen Schaufeln kommt es aufgrund der verminderten Führung des Strömungsmediums durch die Schaufeln zu einer Minderumlenkung. Die Strömung ist nicht länger schaufelkongruent, was sich in einer Verringerung des Relativströmungswinkels und damit einhergehender Minderung der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit v_{2u} am Laufradaustritt bemerkbar macht. Da die Förderleistung direkt von v_{2u} abhängt, spricht man auch von einer Minderleistung durch die endliche Schaufelanzahl. Zur Berücksichtigung der Minderleistung existieren unterschiedliche Ansätze (vgl. [9]). Einer der am häufigsten genutzten ist die Verwendung des Minderleistungsfaktors μ nach Pfeleiderer, welcher die Geometrie des Laufrades, der Schaufeln und der Nachleiteinrichtungen berücksichtigt und in zahlreichen experimentellen Untersuchungen bestätigt worden ist (vgl. [8, 9, 11–14]). Die geometrische Ausdehnung der realen Schaufeln muss mit einem Verblockungsfaktor berücksichtigt werden, der die Verringerung der zu durchströmenden Querschnittsfläche des Laufrades einbezieht.

Bei der tatsächlichen Durchströmung eines realen Fluides kommt es weiterhin zu Reibungsverlusten an den Schaufeln, der Deck- sowie Radscheibe des Ventilators. Diese Reibungsverluste verringern ebenfalls die erreichbare Förderarbeit und müssen unter Berücksichtigung des hydraulischen Wirkungsgrades η_{hydr} kompensiert werden. Die reale Förderarbeit Y_{real} ergibt sich demnach zu:

$$Y_{real} = Y_{th,\infty} \cdot \mu \cdot \eta_{hydr} \quad (1.12)$$

Bei der Auslegung des Ventilators müssen zusätzlich die Verluste durch Spaltströmungen in einem volumetrischen Wirkungsgrad η_{vol} , durch Reibung aller rotierenden Flächen, die keinen Beitrag zur Energieübertragung auf das Fluid leisten, in einem Radreibungswirkungsgrad η_{rad} und durch mechanische Reibung der Welle und Kupplungen in einem mechanischen Wirkungsgrad η_{mech} berücksichtigt werden. Der effektive Gesamtwirkungsgrad des Ventilators η ergibt sich demnach zu:

$$\eta = \eta_{hydr} \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{rad} \cdot \eta_{mech} \quad (1.13)$$

Mit Kenntnis der benötigten spezifischen Förderarbeit Y und unter Vorgabe der Betriebscharakteristika Volumenstrom $\dot{V}$ und Drehzahl n können die dimensionslosen Kennzahlen zur Beschreibung des Maschinentyps und der Hauptabmessungen bestimmt werden. Die Schnelllaufzahl σ und die Durchmesserzahl δ können folgendermaßen beschrieben werden, wobei D_2 dem Laufradaußendurchmesser entspricht [11, 25]:

$$\sigma = \frac{(2\pi^2)^{1/4} \cdot \dot{V}^{1/2} \cdot n}{Y^{3/4}} = \frac{\varphi^{1/2}}{\psi^{3/4}} \quad (1.14)$$

$$\delta = \frac{Y^{1/4} \cdot D_2}{(\frac{8}{\pi^2})^{1/4} \cdot \dot{V}^{1/2}} = \frac{\psi^{1/4}}{\varphi^{1/2}} \quad (1.15)$$

Die Schnelllaufzahl und die Durchmesserzahl dienen der Beschreibung der Maschine, während die Lieferzahl φ sowie die Druckzahl ψ der Beschreibung des Auslegungs- oder Betriebspunktes der Anlage dienen und für eine dimensionslose Darstellung der Kennlinien verwendet werden. Sie ergeben sich folgendermaßen [11, 15]:

$$\varphi = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi \cdot D_2^2 \cdot u_2} = \frac{4 \cdot \dot{V}}{\pi^2 \cdot D_2^3 \cdot n} \quad (1.16)$$

$$\psi = \frac{2 \cdot Y}{u_2^2} = \frac{2 \cdot Y}{\pi^2 \cdot D_2^2 \cdot n} \quad (1.17)$$

Sind durch Festlegung der Betriebsparameter entweder σ oder δ bekannt, kann mithilfe des Cordier-Diagrammes der geeignete Maschinentyp bzw. der Laufradaußendurchmesser bestimmt werden. Im Cordier-Diagramm sind eine Reihe gut ausgelegter Turbomaschinen, welche im aerodynamischen Optimalpunkt betrieben wurden, anhand ihrer dimensionslo-

sen Kennzahlen aufgetragen. Es zeigt sich, dass diese in einem gering streuenden Band - dem Cordier-Band - liegen und dazu verwendet werden können, eine Maschine mit bestmöglichem Wirkungsgrad bei den vorliegenden Randbedingungen auszulegen (vgl. [15, 26]). Abbildung 1.6 zeigt das Cordier-Diagramm für den für Ventilatoren entsprechenden Bereich der Arbeitsmaschinen. Die dargestellten Grenzen der Maschinenbauarten dienen nur der Orientierung, da die Übergänge fließend sind. Trommelläufer-Ventilatoren liegen etwas unterhalb der Cordier-Kurve in einem separaten Band.

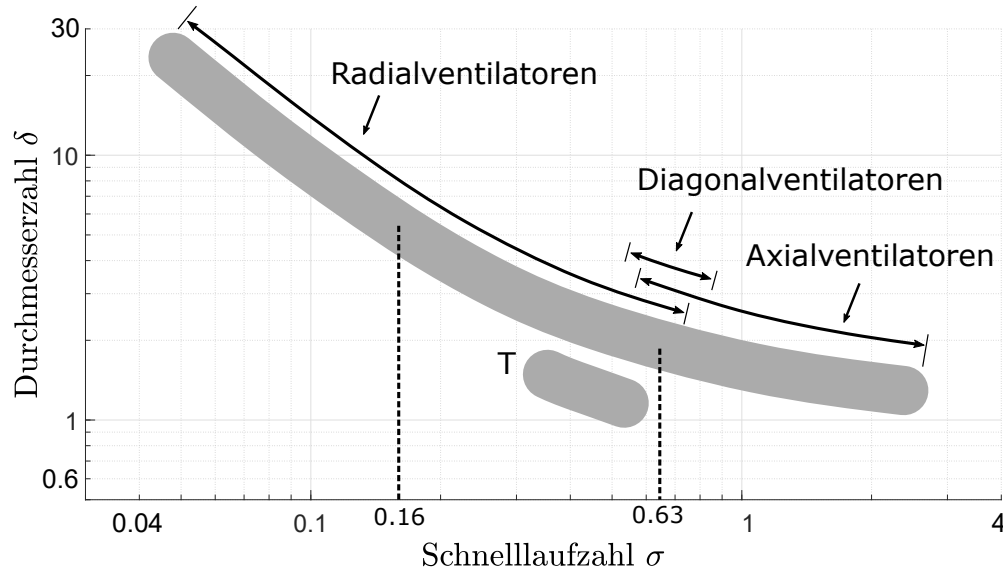


Abbildung 1.6: Cordier-Diagramm für Arbeitsmaschinen nach [9, 11].

Im Bereich $0,16 \leq \sigma \leq 0,63$ können nach L. Bommers Radialmaschinen mit hohen Wirkungsgraden erwartet und zur Auslegung ein polynomisches Verfahren verwendet werden.

Das von L. Bommers und D. Reinartz entwickelte polynomische Auslegungsverfahren basiert ebenfalls auf den dimensionslosen Kennzahlen. Hierbei wird in Erweiterung zum klassischen Cordier-Diagramm die Druckzahl über der Schnelllaufzahl aufgetragen. Der Bereich, in welchem bei Radialventilatoren mit dem höchsten Wirkungsgrad zu rechnen ist, wird mit einem geeigneten Polynom $\psi_p = f(\sigma)$ approximiert [25]:

$$\log \psi_p = -0,381488 - 1,04357(\log \sigma) - 0,502523(\log \sigma)^2 + 0,0704883(\log \sigma)^3$$

für $0,16 \leq \sigma \leq 0,63$

(1.18)

Mithilfe der so bestimmten Druckzahl und weiterer empirisch ermittelter Beziehungen können die Hauptabmessungen des Ventilators wie Laufradaußen- und innendurchmesser

D_2 bzw. D_1 , Laufradaustritts- und -eintrittsbreite b_2 bzw. b_1 , die Schaufelwinkel β_1 und β_2 sowie die Schaufelanzahl B^1 festgelegt werden.

Die Festlegung des Schaufelverlaufs erfolgt nach unterschiedlichen Gesichtspunkten. Grundsätzlich muss die Schaufelkontur am Eintritt und am Austritt die Winkel β_1 bzw. β_2 gewährleisten. Der Verlauf dazwischen soll möglichst stetig erfolgen, um Ablösungseffekte durch Drucksprünge und damit Verluste zu vermeiden. Weiterhin soll die Schaufel nicht länger als nötig sein, um Reibungsverluste gering zu halten. Aus Kostengründen werden oftmals einfache Kreisbogenschaufeln verwendet, welche die genannten Bedingungen ausreichend gut erfüllen und bereits hohe Wirkungsgrade erzielen können. Bei höheren Anforderungen werden meist punktweise berechnete Schaufeln verwendet. Hierbei kann über eine Vorgabe des Relativgeschwindigkeits- oder Schaufelwinkelverlaufes gezielt Einfluss auf strömungsmechanische Gesichtspunkte genommen werden. Bei Vorgabe des Verlaufs der Relativgeschwindigkeit wird eine unnötig starke Verzögerung dieser im Schaufelkanal verhindert, wie es bei der einfachen Kreisbogenschaufel der Fall sein kann. Aus diesem Grund werden mit punktweise berechneten Schaufeln in der Regel höhere Wirkungsgrade erreicht (vgl. [14, 15]). Wendet man das Verfahren auf mehrere Stromlinien zwischen Deck- und Radscheibe an, können auch räumlich gekrümmte Schaufeln konstruiert werden. Damit können Festigkeits- und Geräuscheigenschaften beeinflusst werden, allerdings ist der Fertigungsaufwand erheblich erhöht, die gezielte Einflussnahme schwierig und der Wirkungsgradgewinn bei gut ausgelegten Ventilatoren eher gering (vgl. [9]).

Der Wirkungsgrad des Ventilators kann folgendermaßen bestimmt werden:

$$\eta = \frac{P_{hydr}}{P_W} = \frac{\Delta p \cdot \dot{V}}{M_W \cdot \omega} \quad (1.19)$$

Bei der Bestimmung des Wirkungsgrades auf genormten Prüfständen nach DIN EN ISO 5801 wird zwischen dem totalen und dem statischen Ventilatorwirkungsgrad η bzw. η_{stat} unterschieden. Entscheidend ist, welcher Druck der Bestimmung des Wirkungsgrades zugrunde gelegt wird. Die Differenz der Totaldrücke am Aus- und Eintritt des Ventilators $\Delta p_{tot} = p_{tot,2} - p_{tot,1}$ ergibt den totalen Wirkungsgrad, die Differenz des statischen Drucks am Austritt und des Totaldrucks am Eintritt $\Delta p_{stat} = p_{stat,2} - p_{tot,1}$ den statischen Wirkungsgrad [84]. Da der statische Fall dem Betriebszustand entspricht, in dem der Ventilator frei in die Atmosphäre ausstößt, wird dieser auch als freiausblasender Wirkungsgrad bezeichnet (vgl. [11]). Die Kennlinien, die bei der Ventilatormessung auf einem Prüfstand aufgenommen werden, zeigen die wesentlichen Betriebsparameter Druckaufbau sowie Drehmoment bzw. Leistungsaufnahme und den jeweiligen Wirkungsgrad in Abhängigkeit des geförderten Volumenstroms. Abbildung 1.7 zeigt die prinzipielle Darstellung

¹Die Anzahl der Schaufeln wird im deutschsprachigen Raum üblicherweise mit z bezeichnet. Da im weiteren Verlauf der Arbeit aber ein zylindrisches Koordinatensystem mit der Axialkoordinate z genutzt wird, sollen mit der Verwendung von B Verwechslungen vermieden werden.

der Kennlinien eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln. Ventilator und Anlage sollten so aufeinander abgestimmt werden, dass der Ventilator nah am Punkt des höchsten Wirkungsgrades betrieben werden kann. Da der Ventilator im BEP in der Regel die wenigsten Ablöseerscheinungen aufweist und ideal angeströmt wird, geht mit diesem Betriebspunkt auch die geringste Geräuscentstehung einher.

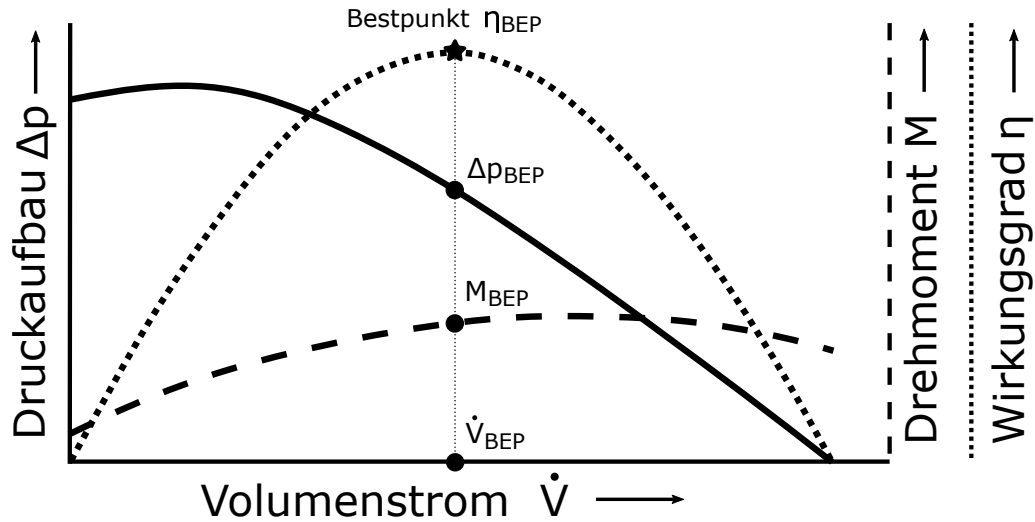


Abbildung 1.7: Prinzipdarstellung der Kennlinie eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln. Der Bestpunkt zeigt die Betriebsparameter, bei welchen der Ventilator den größten Wirkungsgrad erreicht.

1.4 Methode der inversen Auslegung

Das in dieser Arbeit genutzte Verfahren der inversen Auslegung basiert auf der Methode von Hawthorne et al. Bei diesem Potentialströmungs-Ansatz werden die (unendlich dünnen) Schaufeln der Strömungsmaschine als gebundene Wirbelfäden angenommen, deren Wirbelstärke von einer speziell vorgegebenen gemittelten Tangentialgeschwindigkeit rV_θ abhängt. Die durch die Wirbel induzierten Geschwindigkeiten können mittels Biot-Savart Gesetz bestimmt werden. Das Strömungsgebiet wird in einen umfangsgemittelten und einen periodischen Anteil zerlegt und kann somit auch für dreidimensionale Anwendungsfälle verhältnismäßig einfach berechnet werden. Die Schaufelgeometrie wird anschließend iterativ mittels der Schaufelrandbedingung an das berechnete Strömungsgebiet angepasst. Da die spezielle Form, in der die Tangentialgeschwindigkeit beim Inverse Design vorgegeben wird, direkt mit der Zirkulation um die Schaufel zusammenhängt, wird das Verfahren auch als Zirkulations-Verfahren bezeichnet [85, 86].

Tan et al. haben das Verfahren auf dreidimensionale zylindrische Anwendungsfälle erweitert [87]. Borges und Ghaly haben, unter Verwendung der Finiten Differenzen bzw. der Finiten Elemente Methode, das Verfahren für beliebige Deck- und Radscheibenkonturen

nutzbar gemacht [88–90]. Zangeneh-Kazemi hat die Methode schließlich um den Einfluss der Kompressibilität sowie der Schaufelverblockung erweitert [91].

M. Zangeneh hat das inverse Verfahren für die unterschiedlichen Turbomaschinenarten in der kommerziellen Software *TURBOdesign Suite* zusammengeführt. In verschiedenen Modulen können axiale, radiale oder diagonale Kraft- sowie Arbeitsmaschinen ausgelegt werden. Das Programm kann für die Vordimensionierung, die eigentliche inverse Schaufelauslegung, die Optimierung und numerische Simulationen genutzt werden. Weiterhin können optional auch Spiralgehäuse berechnet werden. Der prinzipielle Ablauf des Entwurfes ist in Abbildung 1.8 dargestellt.

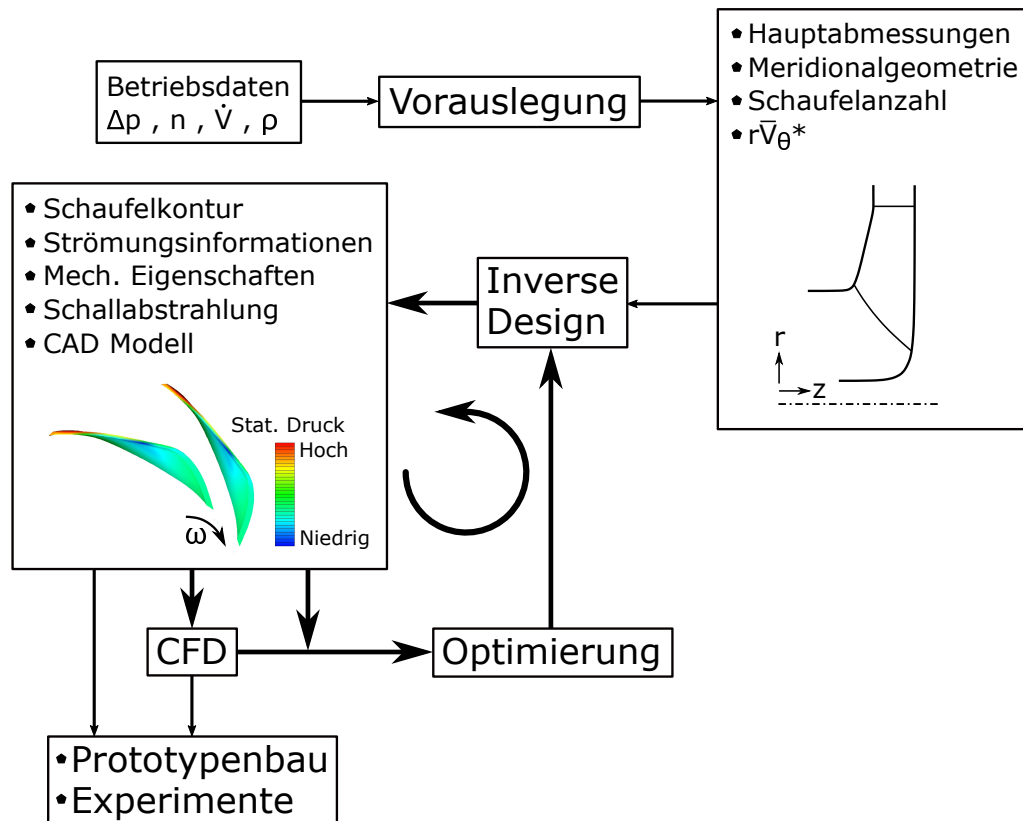


Abbildung 1.8: Prinzipieller Ablauf des Entwurfs eines Radialventilators mit der Methode der inversen Auslegung in TURBOdesign Suite.

Mithilfe weniger grundlegender Maschinenparameter wie Druckaufbau, Drehzahl, Fluid-dichte und der Festlegung des Betriebspunktes wird eine erste Vorauslegung durchgeführt. Der eindimensionale Auslegungscode berücksichtigt verschiedene Verlustmechanismen wie z. B. Radreibungs- sowie Spaltverluste und dient unter Verwendung empirischer Zusammenhänge zur Festlegung der Hauptabmessungen. Weiterhin wird mittels experimenteller Daten sowie auf Basis von Erfahrungswerten eine geeignete Schaufelanzahl festgelegt und die Meridionalgeometrie entworfen. Optional können geometrische sowie fertigungsbedingte Einschränkungen bzw. Randbedingungen wie der Laufradaußendurchmesser, Nabendurchmesser oder Ähnliches berücksichtigt werden. Für den anschließenden Schaufel-

entwurf wird eine speziell normierte Form der spezifischen Förderarbeit $r\bar{V}_\theta^*$ berechnet. Diese wird zur Bestimmung der Schaufeldrücke bzw. Schaufelbelastung verwendet. Die Schaufelkontur wird in einem iterativen Prozess bestimmt, bis die spezifizizierte Belastung erreicht ist. Weiterhin werden zahlreiche Parameter des dreidimensionalen Strömungsgebietes, mechanische Eigenschaften der Schaufeln und die Schallabstrahlung bestimmt. Das aufbereitete CAD-Modell¹ kann anschließend für weitere Optimierungen mit verschiedenen Strategien oder zum Prototypenbau und experimenteller Validierung verwendet werden.

Die Meridionalgeometrie entspricht der Projektion des dreidimensionalen Schaufelkanals in die r,z -Ebene eines zylindrischen Koordinatensystems. Abbildung 1.9 zeigt die beispielhafte Meridionalgeometrie eines Radialventilators, bestehend aus Deckscheibe (DS, engl. *shroud*) und Radscheibe (RS, engl. *hub*), einem Ein- und Auslassbereich und der Schaufel sowie das im gesamten Verfahren genutzte zylindrische Koordinatensystem.

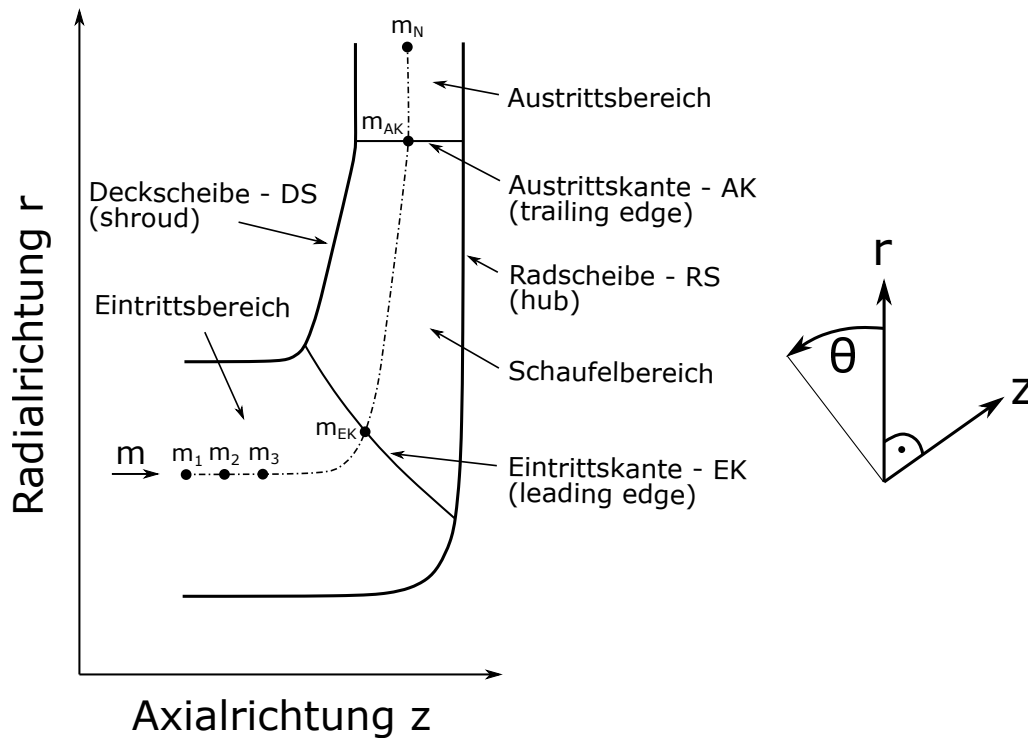


Abbildung 1.9: Meridionalgeometrie eines Radialventilators und das beim Inverse Design genutzte zylindrische Koordinatensystem.

Die Meridionalcoordinate m wird zur späteren Festlegung der Schaufelbelastung genutzt und stellt Quasi-Stromlinien auf unterschiedlichen Spannweiten dar. Sie wird, wie Deck- und Radscheibenkontur, mithilfe von r,z -Wertepaaren aus der Vorauslegung bestimmt.

¹Rechnerunterstütztes Konstruieren, engl. *computer-aided design* - CAD

Wenn r_i und z_i die vordefinierten Punkte darstellen und N der Gesamtanzahl der Punkte entspricht, ergibt sich der meridionale Abstand m_i zwischen den Punkten aus [86]:

$$m_i = m_{i-1} + \sqrt{(r_i - r_{i-1})^2 + (z_i - z_{i-1})^2} \quad \text{mit } i \in 2, 3, \dots, N, m_1 = 0 \quad (1.20)$$

Die Punkte werden anschließend mittels kubischer Spline-Interpolation verbunden.

Der im Zuge der Vorauslegung berechnete $r\bar{V}_\theta^*$ Wert dient der Festlegung der zu verrichtenden Arbeit der Strömungsmaschine zwischen Eintrittskante (EK) und Austrittskante (AK) der Schaufeln. Im Allgemeinen ist $r\bar{V}_\theta^*$ wie folgt definiert [92]:

$$r\bar{V}_\theta^* = \frac{Y}{\omega \cdot R_{ref} \cdot U_{ref}} \quad (1.21)$$

Wobei R_{ref} und U_{ref} einer Referenzlänge bzw. einer Referenzgeschwindigkeit entsprechen. $r\bar{V}_\theta^*$ ist demnach eine normierte Form der Eulerschen spezifischen Förderarbeit. Y wird je nach auszulegendem Maschinentyp unterschiedlich berechnet. Im Fall von Ventilatoren für quasi inkompressible Gase ($\text{Mach} < 0,3$) gilt [92]:

$$Y = \frac{\Delta p_{tot,stat}}{\rho \cdot \eta_{tot,stat}} \quad (1.22)$$

$\Delta p_{tot,stat}$ ist der benötigte totale bzw. statische Druckaufbau, welcher um den entsprechenden, in der Vorauslegung abgeschätzten, Wirkungsgrad erhöht wird und die einzelnen Verlustfaktoren berücksichtigt. Der veranschlagte Druckaufbau inklusive aller Verlustterme, der zur Erreichung des Entwurfsziels notwendig ist, wird mit $\Delta p_{approx.} = \frac{\Delta p_{tot,stat}}{\eta_{tot,stat}}$ bezeichnet. Wird $\Delta p_{approx.}$ in Gleichung 1.22 und diese in Gleichung 1.21 eingesetzt, ergibt sich mit $\omega = 2\pi n$, $R_{ref} = r_2$ und $U_{ref} = u_2$ die normierte spezifische Förderarbeit für Radialventilatoren zu [92, 93]:

$$r\bar{V}_\theta^* = \frac{\Delta p_{approx.}}{\rho \cdot 2\pi \cdot n \cdot r_2 \cdot u_2} = \frac{\Delta p_{approx.}}{\rho \cdot u_2^2} \quad (1.23)$$

Abbildung 1.10 zeigt das prinzipielle Aufbringen von $r\bar{V}_\theta^*$ auf die Meridionalgeometrie. Hierbei wird der einfachste Fall des drallfreien Eintritts sowie ein konstanter Verlauf von $r\bar{V}_\theta^*$ über die Spannweite zwischen Rad- und Deckscheibe betrachtet. Das zur Übertragung auf die Meridionalgeometrie notwendige numerische Gitter ist zu Gunsten der Übersichtlichkeit nicht dargestellt. Da die normierte spezifische Förderarbeit ebenso ein Maß für den Drehimpuls darstellt, entspricht $r\bar{V}_\theta^* = 0$ dem drallfreien Eintritt in das Laufrad. Ein konstanter $r\bar{V}_\theta^*$ Wert über der Schaufelaustrittskante verspricht den höchsten Wirkungsgrad der Maschine, da in diesem Fall keine nachlaufenden Wirbel in die Austrittsströmung induziert werden (vgl. [88]). Der beigefarbig dargestellte meridionale Verlauf von $r\bar{V}_\theta^*$ in der Meridionalgeometrie ist nur beispielhaft und soll verdeutlichen, dass eine stetige Zunahme

angestrebt wird. $r\bar{V}_\theta^*$ ist als Massenstrom-gemittelter Wert über die gesamte Ein- bzw. Austrittskante zu verstehen, wie es die Konturen darstellen. Dies zeigt sich auch, wenn die Euler Strömungsmaschinenhauptgleichung erster Form in zylindrischen Koordinaten geschrieben wird:

$$Y = \frac{P}{\dot{m}} = \omega \cdot (r_2 \cdot V_{\theta,2} - r_1 \cdot V_{\theta,1}) \quad \text{bzw.} \quad \frac{M}{\dot{m}} = (r_2 \cdot V_{\theta,2} - r_1 \cdot V_{\theta,1}) \quad (1.24)$$

Wobei V_θ der Tangentialgeschwindigkeit entspricht. Die Positionen sowohl in Spannweiten- als auch in Strömungs-/Meridional-Richtung sind normiert, sodass 0 der Position an der Radscheibe bzw. an der Schaufeleintrittskante und 1 der Position an der Deckscheibe bzw. der Schaufelaustrittskante entspricht. Der Term rV_θ wird beim Inverse Design Verfahren

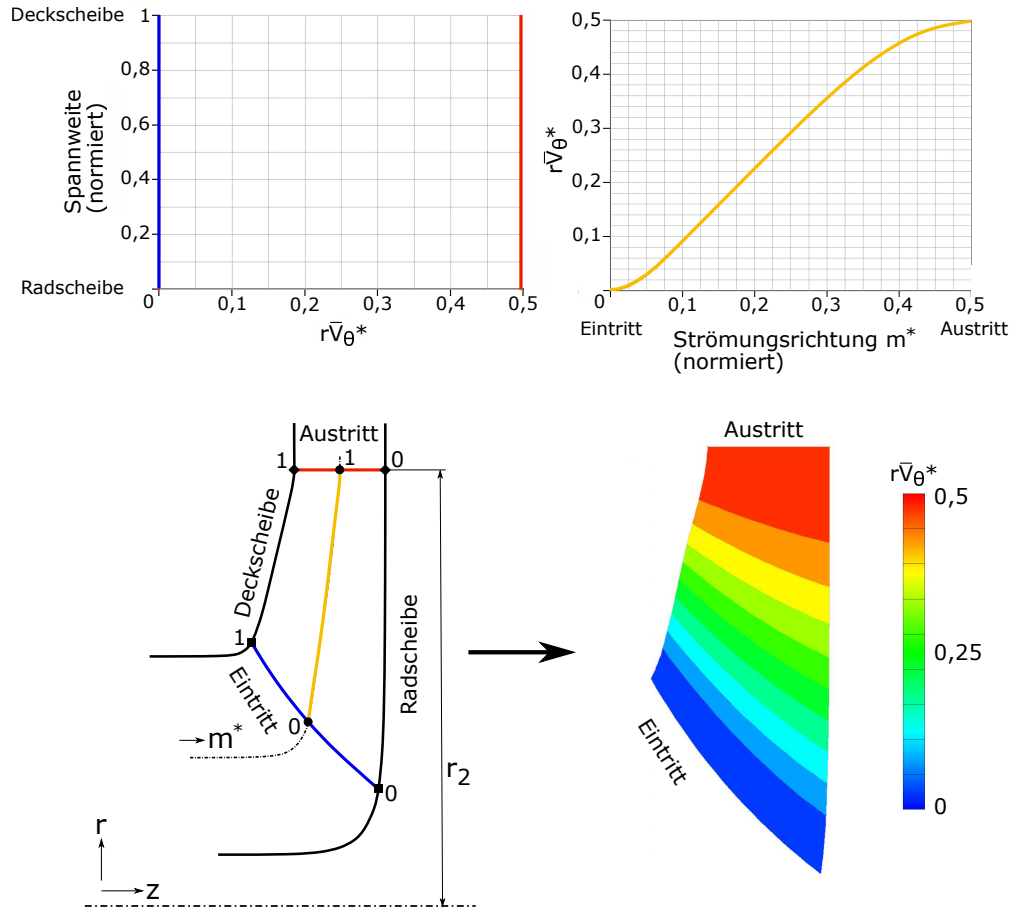


Abbildung 1.10: Prinzipdarstellung des Aufbringens von $r\bar{V}_\theta^*$ auf die Meridionalgeometrie.

als Drallgeschwindigkeit bezeichnet (engl. *swirl velocity*, vgl. z.B. [73, 74, 86]). Die Ableitung der umfangsgemittelten Drallgeschwindigkeit nach der Meridionalkoordinate $\frac{\partial r\bar{V}_\theta}{\partial m}$ wird Schaufelbelastung genannt und kann bei stationärer inkompressibler Strömung wie folgt mit dem Drucksprung bzw. der Druckbelastung über die Schaufeln verknüpft werden [86–88]:

$$\Delta p = p^+ - p^- = \frac{2\pi}{B} \rho w_{m,bl} \frac{\partial r\bar{V}_\theta}{\partial m} \quad (1.25)$$

Hierbei entsprechen p^+ und p^- den statischen Drücken auf der Schaufeldruck- bzw. -saugseite und $w_{m,bl}$ der zwischen Druck und Saugseite der Schaufel gemittelten Relativgeschwindigkeit auf der Schaufeloberfläche in meridionaler Richtung. Die notwendige Umfangsmittelung von rV_θ erfolgt über den allgemeinen Ansatz [86]:

$$\bar{A}(r, z) = \frac{B}{2\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{B}} A(r, \theta, z) d\theta \quad (1.26)$$

A entspricht hierbei einem beliebigen Skalar oder Vektor. Für rV_θ ergibt sich demnach [73, 74, 86]:

$$r\bar{V}_\theta = \frac{B}{2\pi} \int_0^{\frac{2\pi}{B}} rV_\theta d\theta \quad (1.27)$$

Nach Gleichung 1.25 ist die Druckbelastung auf der Schaufel proportional zum Produkt aus Relativgeschwindigkeit auf der Schaufel und der Schaufelbelastung in meridionaler Richtung. Da nach [88] der Relativgeschwindigkeitsverlauf zwischen Eintritts- und Austrittskante einer Strömungsmaschine mit hohem Wirkungsgrad stetig sein soll, folgt, dass die Druckbelastung Δp auf der Schaufel ähnlich verläuft und in etwa dem spezifizierten Verlauf der Schaufelbelastung $\frac{\partial r\bar{V}_\theta}{\partial m}$ in Stromlinienrichtung entspricht. Weiterhin entsprechen bei einer gut ausgelegten Maschine, die Quasi-Stromlinien weitestgehend den tatsächlichen Stromlinien. Über Vorgabe des Schaufelbelastungsverlaufes auf Quasi-Stromlinien in der Meridionalebene des Ventilators kann daher das Strömungsgebiet berechnet werden.

Die Schaufelbelastung kann auf unterschiedliche Weise auf die Meridionalgeometrie aufgebracht werden, wobei die Art der Strömungsmaschine sowie der Einsatz von Zwischenschaufeln entscheidend sind. Zangeneh et al. haben zeigen können, dass bei vielen Maschinentypen eine Drei-Segment-Methode zur Spezifikation von $\frac{\partial r\bar{V}_\theta}{\partial m}$ zu guten Ergebnissen führt, weshalb diese auch bei den hier untersuchten Ventilatoren angewendet wird [94, 95]. Bei dieser Methode wird die Schaufelbelastung auf zwei Quasi-Stromlinien an der Rad- und Deckscheibe aufgebracht. Die Belastungskurven werden jeweils in drei Abschnitte unterteilt. Der mittlere Teil besteht aus einer geraden Linie mit spezifizierter Neigung (engl. *Slope*). Zwei parabolische Abschnitte bilden den Anfang und das Ende der Kurven. Mit jeweils vier Parametern pro Kurve kann deren Verlauf festgelegt werden. Abbildung 1.11 und Tabelle 1.1 zeigen den Schaufelbelastungsverlauf mittels Drei-Segment-Methode und die genutzten Parameter.

Die Meridionalenkoordinate auf der Abszissenachse wird wie folgt normiert:

$$m^* = \frac{m}{m_{max}} \quad (1.28)$$

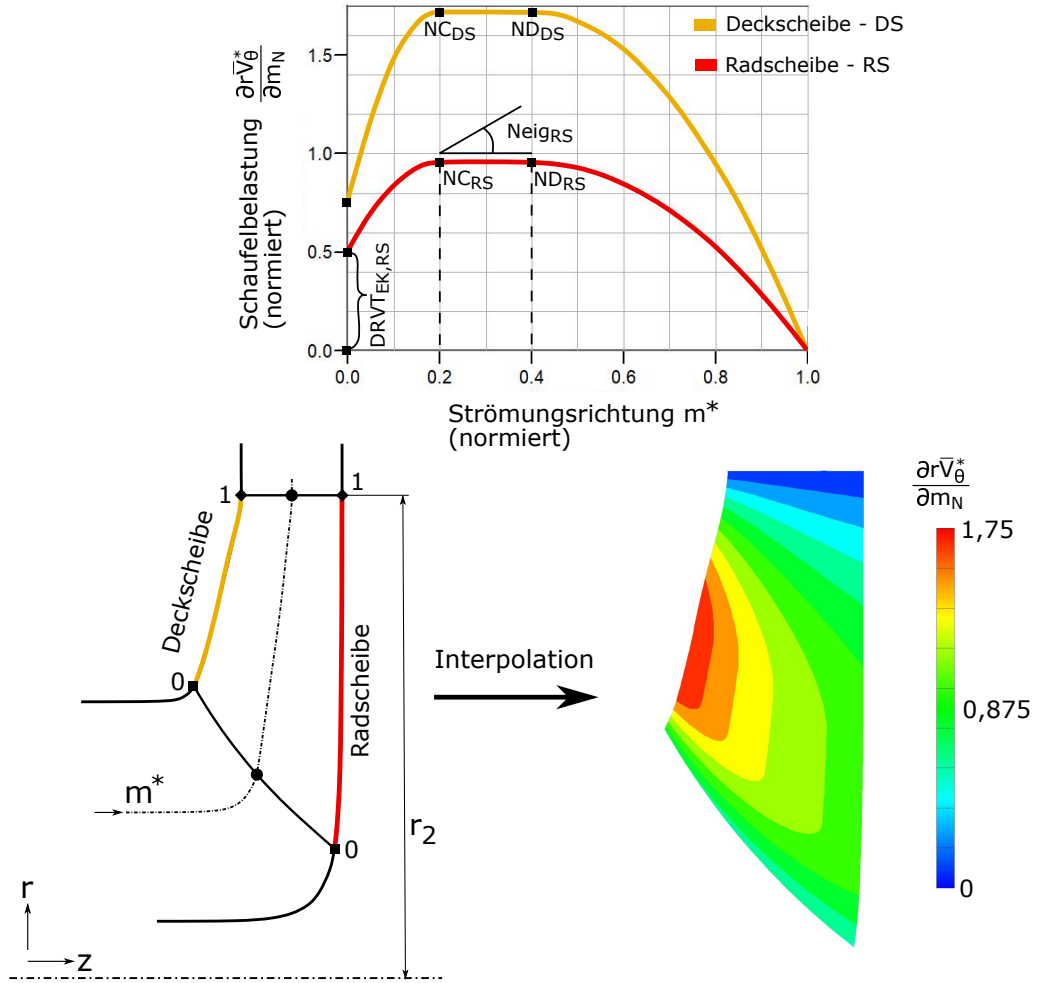


Abbildung 1.11: Prinzipdarstellung des Aufbringens von $\frac{\partial r \bar{V}_\theta}{\partial m}$ auf die Meridionalgeometrie und Parameter der Drei-Segment-Methode.

Hierbei entspricht m_{max} der maximalen meridionalen Länge, so dass $m_{EK}^* = 0$ und $m_{AK}^* = 1$ sind. Die Schaufelbelastung auf der Ordinatenachse ist wiederum über die Referenzlänge R_{ref} und die Referenzgeschwindigkeit U_{ref} dimensionslos dargestellt¹ [86]:

$$\frac{\partial r \bar{V}_\theta^*}{\partial m_N} = \frac{\frac{\partial r \bar{V}_\theta}{R_{ref} \cdot U_{ref}}}{\frac{\partial m}{R_{ref}}} = \frac{1}{U_{ref}} \frac{\partial r \bar{V}_\theta}{\partial m} \quad (1.29)$$

Der Parameter $DRVTEK$ dient der Vorbelastung der Schaufeleintrittskante und kann verwendet werden, um den Anstellwinkel² der Anströmung zu variieren. Dadurch ist es möglich, das Auftreten des Bestpunktes bezüglich des Volumenstroms zu regulieren. Der bei Ventilatoren gängige Wert $DRVTEK = 0$ (entspricht $\frac{\partial r \bar{V}_\theta}{\partial m}, EK = 0$) stellt sicher,

¹Da die Referenzlänge R_{ref} und die maximale meridionale Länge m_{max} nicht zwangsläufig identisch sind, wird zwischen m^* und m_N unterschieden.

²Als Anstellwinkel wird die Differenz zwischen Schaufelwinkel und Relativströmungswinkel bezeichnet [83].

Tabelle 1.1: Parameter der Drei-Segment-Methode zur Spezifikation der Schaufelbelastung

Parameter	Bedeutung	Anmerkung
$DRVT_{EK,RS/DS}$	Schaufelbelastung an der Schaufeleintrittskante	Kann zur Beeinflussung der Lage des BEP durch Änderung des Anstellwinkels genutzt werden
$NC_{RS/DS}$	Startpunkt des linearen Abschnitts	Angabe in Bezug auf m^*
$ND_{RS/DS}$	Endpunkt des linearen Abschnitts	Angabe in Bezug auf m^*
$Neig_{RS/DS}$	Neigung des linearen Abschnitts	Die Neigung ist positiv, wenn $\frac{\partial r\bar{V}_\theta^*}{\partial m_N}$ bei $NC < als bei ND$ und negativ, wenn $\frac{\partial r\bar{V}_\theta^*}{\partial m_N}$ bei $NC > als bei ND$ ist

dass der Anstellwinkel im Auslegungspunkt null ist. Zusätzlich wird mit Vorgabe der normierten spezifischen Förderarbeit $r\bar{V}_\theta^* = 0$ an der Eintrittskante die drallfreie Zuströmung realisiert. Die Schaufelbelastung an der Austrittskante wird immer mit null festgelegt, da damit automatisch die Kutta-Bedingung² erfüllt wird (vgl. [86, 92]). Diese besagt, dass das Fluid bei viskoser Strömung an der Schaufelhinterkante glatt abfließen muss, ohne diese zu umströmen (vgl. [45, 96]).

Die Neigung des linearen Abschnittes kann genutzt werden, um die Druckbelastung gezielt in den vorderen oder hinteren Schaufelbereichen zu konzentrieren. Untersuchungen von Zangeneh et al. haben gezeigt, dass durch Vorgabe unterschiedlicher Neigungen an Deck- und Radscheibe beispielsweise verlustreiche Sekundärströmungen auf den Laufradschaufeln unterdrückt werden können, wodurch der Wirkungsgrad steigt [94, 95, 97]. Wird die Schaufel stärker im vorderen Teil belastet, sinkt die numerisch berechnete Schallabstrahlung (vgl. [77, 79–81]).

Mit Vorgabe der normierten Förderarbeit, der Schaufelbelastung und zusätzlicher Parameter wie z.B. der Schaufeldicke oder der Schaufelneigung, kann das dreidimensionale Strömungsgebiet berechnet werden. Dazu wird mit den Eingangsparametern eine erste Schaufelgeometrie angenommen, welche dann iterativ angepasst wird, da die Schaufelform von der Wirbelstärke und damit vom Strömungsgebiet abhängt. Zur Berechnung des dreidimensionalen Strömungsfeldes wird das Geschwindigkeitsfeld $\vec{V}$ in einen umfangsmittelten Anteil $\vec{V}$ und einen periodischen Anteil $\tilde{\vec{V}}$ zerlegt [73, 74, 86]:

$$\vec{V}_{(r,\theta,z)} = \bar{\vec{V}}_{(r,z)} + \tilde{\vec{V}}_{(r,\theta,z)} \quad (1.30)$$

²Auch Kutta-Joukowski-Bedingung genannt.

Der umfangsgemittelte Anteil wird in einem ersten Schritt mittels Stokes Stromfunktion für dreidimensionale axialsymmetrische Strömung berechnet. Der periodische Anteil wird mithilfe der Clebsch-Formulierung (auch Monge-Clebsch-Zerlegung) umgeformt und kann mittels Potentialströmungsansatz und Inverser Diskreter Fourier-Transformation berechnet werden. Sobald das Strömungsgebiet bestimmt ist, kann die neue Schaufelform mithilfe der Schaufelrandbedingung bestimmt werden [86]:

$$\vec{w}_{bl} \cdot \nabla \gamma = 0 \quad (1.31)$$

Hierbei stellen $\vec{w}_{bl(r,\theta,z)}$ die Relativgeschwindigkeit auf der Skelettlinie der Schaufel und $\nabla \gamma_{(r,\theta,z)}$ den Normalenvektor zur Schaufeloberfläche γ dar¹. Die Schaufeloberfläche kann wie folgt beschrieben werden [74]:

$$\gamma_{(r,\theta,z)} = \theta - f_{(r,z)} = i \frac{2\pi}{B} \quad (1.32)$$

Wobei $f_{(r,z)}$ den Umschlingungswinkel eines Punktes auf der Skelettlinie der Schaufel und i eine allgemeine Laufvariable der Form $i = 0, 1, 2, \dots, B - 1$ darstellen (vgl. [86]).

Die Schaufelrandbedingung in Gleichung 1.31 besagt, dass der Relativgeschwindigkeitsvektor auf der Schaufeloberfläche und die Schaufeloberfläche an der Position der Schaufel zueinander ausgerichtet sein müssen. Da der Relativgeschwindigkeitsvektor $\vec{w}_{bl}$ wiederum der Mittelwert aus den Geschwindigkeiten auf der Druck- und Saugseite w^+ bzw. w^- der Schaufel ist, kann dieser Geschwindigkeitssprung unter der Annahme rotationsfreier Strömung mittels Bernoulli Gleichung mit dem Drucksprung über die Schaufel (Gleichung 1.25) verknüpft werden. Wenn die neu berechnete Schaufelskelettlinie und die im vorherigen Schritt bestimmte eine spezifizierte Toleranz unterschreiten oder die maximale Anzahl an Iterationen erreicht ist, wird die Schleife gestoppt. Andernfalls wird mit der neuen Schaufelgeometrie das Strömungsgebiet und damit erneut eine Schaufel berechnet (vgl. [73, 74, 86, 88, 90]).

Abbildung 1.12 zeigt den schematischen Ablauf der numerischen Schaufelberechnung mittels Inverse Design. Eine ausführliche mathematische Beschreibung des Verfahrens kann beispielsweise der Arbeit von J. Zhang [86] entnommen werden.

¹In der ursprünglichen Beschreibung des Inverse Design Verfahrens von M. Zangeneh wird die Schaufeloberfläche mit α bezeichnet, wovon hier wegen der Bezeichnung des Absolutströmungswinkels mit α abgewichen wird.

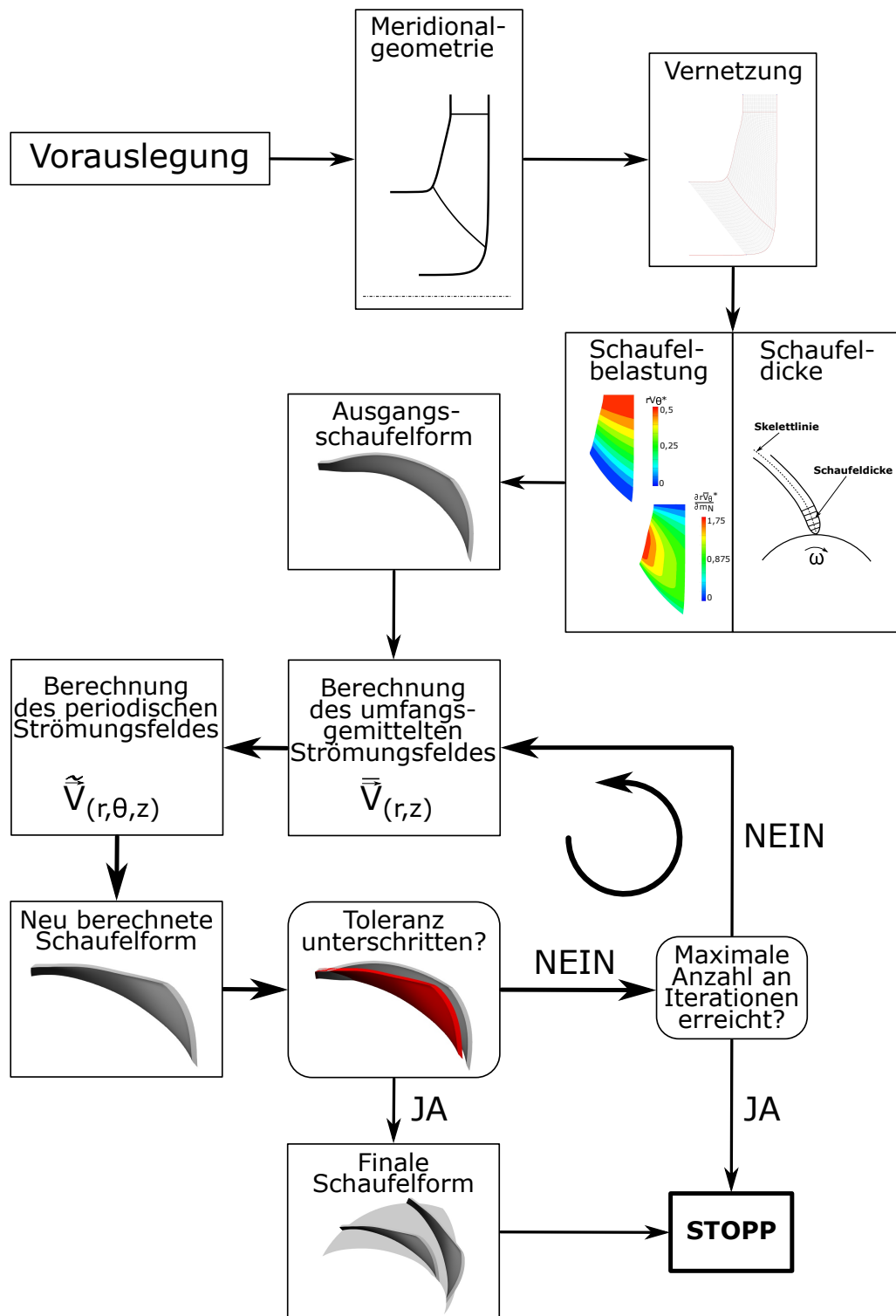


Abbildung 1.12: Schematischer Ablauf der numerischen Schaufelberechnung beim Inverse Design Verfahren, nach [86].

1.5 Optimierungsstrategie

Optimierungsaufgaben kommen in nahezu allen Bereichen der Wirtschaft und Technik vor und können äußerst vielfältig sein. Im Allgemeinen ist ein Optimierungsproblem dadurch gekennzeichnet, dass für eine Zielfunktion $f(x_i)$ derjenige Punkt x_i^* gefunden werden soll, der $f(x_i^*)$ unter allen möglichen Werten $f(x_i)$ minimiert bzw. maximiert. x_i repräsentiert dabei eine beliebige Anzahl von Variablen, von denen die Zielfunktion $f(x_i)$ abhängt. x_i^* bezeichnet das globale Optimum von $f(x_i)$ und kann sowohl ein einziger Punkt als auch eine bestimmte Menge von Punkten darstellen. Ziel der Optimierung ist die Suche nach dem globalen Optimum, was bei zunehmender Anzahl von Variablen, zu erfüllenden Nebenbedingungen und Restriktionen nicht immer ohne Weiteres möglich ist. In diesem Fall kann auch ein lokales Optimum, also ein Punkt x_i der $f(x_i)$ nur in dessen unmittelbarer Nachbarschaft minimiert bzw. maximiert, als eine Lösung des Optimierungsproblems angesehen werden, da eine Verbesserung erzielt wird (vgl. [58, 62]). Abbildung 1.13 zeigt dies schematisch für die Optimierung mit Restriktionen und einer Variable.

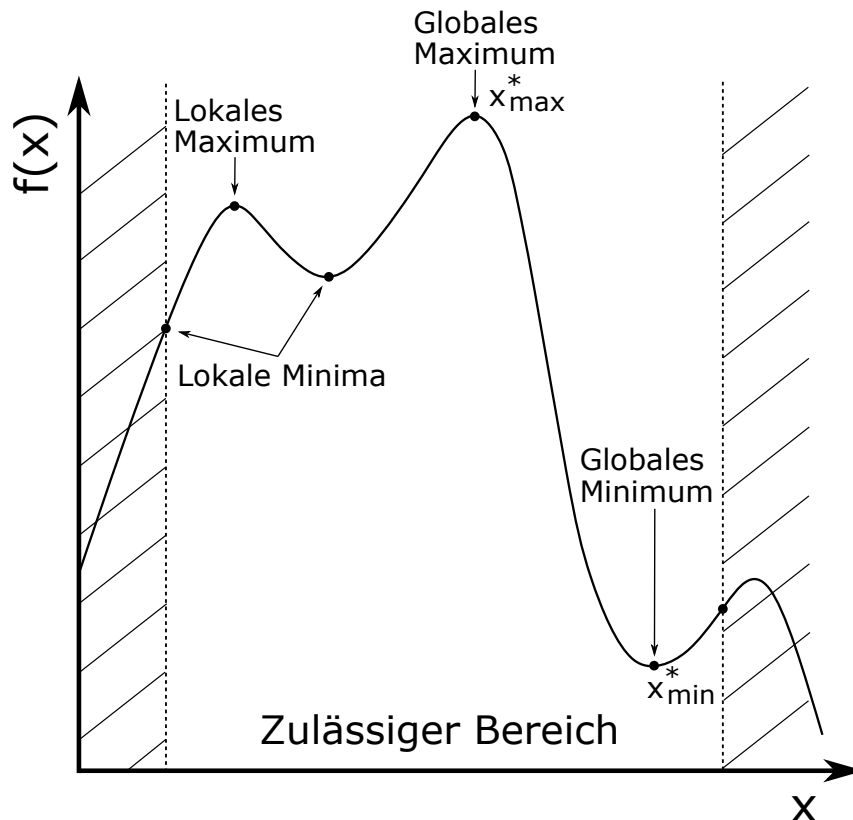


Abbildung 1.13: Schematische Darstellung des Einzel-Optimierungsproblems mit lokalen und globalen Optima. Der Bereich in dem alle Restriktionen erfüllt werden, wird als zulässiger Bereich bezeichnet, nach [62].

Bei der Entwurfsoptimierung von Radialventilatoren können die zu verbessernden Leistungsparameter y als Funktionen der zu variierenden Auslegungsparameter x ausgedrückt werden [77, 86, 98]:

$$y_j = f_j(x_i), \quad \text{mit } i \in 1, 2, \dots, k \quad j \in 1, 2, \dots, l \quad (1.33)$$

Wobei k der Anzahl der Auslegungsparameter und l der Anzahl der Leistungsparameter entsprechen. Leistungsparameter bei Radialventilatoren können beispielsweise der Wirkungsgrad, die Schallabstrahlung oder mechanische Eigenschaften sein, während jede beliebige Variable zur Beschreibung der Geometrie, die Antriebsdrehzahl oder der Volumenstrom als Auslegungsparameter verwendet werden können.

Wird mehr als ein Leistungsparameter optimiert, spricht man von einer Mehrziel- oder multidisziplinären Optimierung. Da sich die Ziele in der Regel gegenläufig verhalten, ist kein einziger Optimalpunkt mehr bestimmbar. Die Lösung des Optimierungsproblems ist eine Lösungsmenge, die als Pareto-optimale Menge¹ bezeichnet wird. Die Pareto-optimale Menge zeichnet sich dadurch aus, dass sie diejenigen Lösungen enthält, bei denen mindestens eine der Zielfunktionen nur auf Kosten einer anderen weiter verbessert werden kann. Dies soll anhand des in Abbildung 1.14 dargestellten Mehrziel-Optimierungsproblems für zwei Zielfunktionen und einer Auslegungsvariablen mit Restriktionen veranschaulicht werden. Die Zielfunktion $f_1(x)$ soll hierbei minimiert, die Zielfunktion $f_2(x)$ maximiert werden.

Für den rot dargestellten Bereich ist die Pareto-Optimalität gegeben. Dieser Lösungsbereich wird als Pareto-Rand oder Pareto-Front bezeichnet. Beispielhaft soll der Lösungskandidat L_2 betrachtet werden. Am Punkt L_2 kann sowohl die Zielfunktion $f_1(x)$ weiter minimiert, als auch die Zielfunktion $f_2(x)$ weiter maximiert werden. Für die Lösung L_2 ist die Pareto-Optimalität daher nicht gegeben und sie liegt nicht auf der Pareto-Front. Die Zielfunktion $f_1(x)$ kann bis zu einem Punkt $f_{1,min}$ minimiert werden, wobei auch $f_2(x)$ verbessert wird. Danach kann $f_2(x)$ nur weiter maximiert werden, indem $f_1(x)$ wieder steigt. Für den Punkt L_3 gilt beispielsweise, dass $f_1(x)$ nur minimiert werden kann, wenn $f_2(x)$ verschlechtert wird. Für L_3 ist die Pareto-Optimalität daher gegeben und der Lösungskandidat liegt auf der Pareto-Front (vgl. [62]).

Die Pareto-Optimalität kann mathematisch mit dem Begriff der Dominanz beschrieben werden. Eine Lösung bzw. ein Lösungsvektor $\vec{x}_1$ dominiert einen anderen Lösungsvektor $\vec{x}_2$, wenn alle Zielfunktionswerte an der Stelle $\vec{x}_1$ mindestens gleich gut wie an der Stelle $\vec{x}_2$ sind, und mindestens eine Zielfunktion an $\vec{x}_1$ besser² ist als an $\vec{x}_2$. Formal kann die

¹Nach Vilfredo Pareto, italienischer Ökonom [99].

²Besser kann im Kontext der Optimierung kleiner oder größer bedeuten, wodurch sich die Relationszeichen bei der Beschreibung der Dominanz in Gleichung 1.34 ändern.

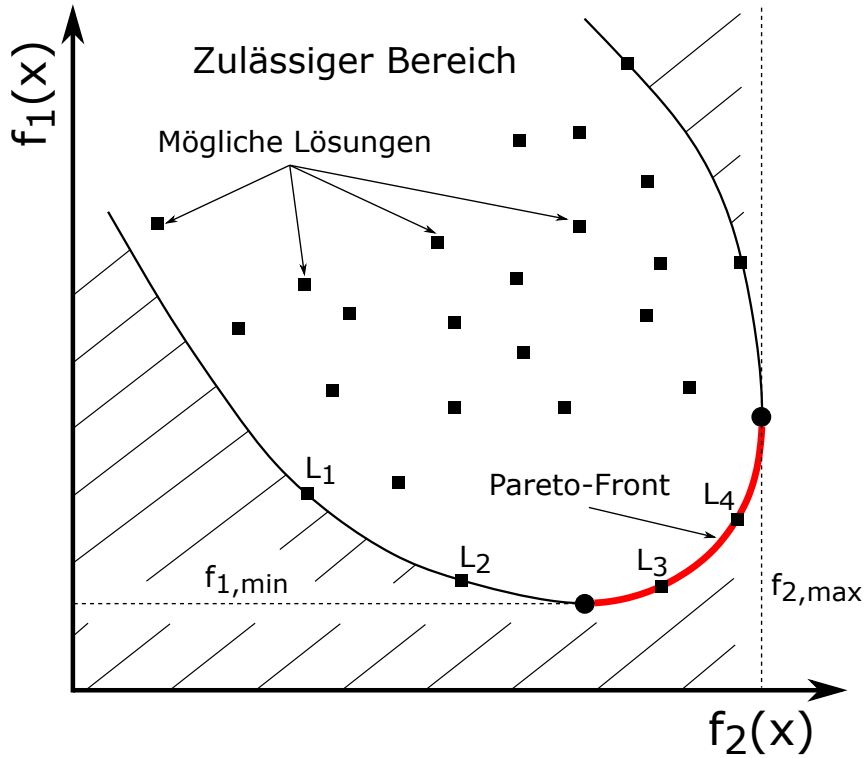


Abbildung 1.14: Schematische Darstellung des Mehrziel-Optimierungsproblems mit rot dargestellter Pareto-Front, nach [62]

Dominanz von $\vec{x}_1$ über $\vec{x}_2$ folgendermaßen beschrieben werden (vgl. [62]):

$$\begin{aligned}
 f_i(\vec{x}_1) &\leq f_i(\vec{x}_2), \quad \forall i \in \{1, 2, \dots, l\} \\
 \text{sowie} \\
 f_j(\vec{x}_1) &< f_j(\vec{x}_2), \quad \exists j \in \{1, 2, \dots, l\}
 \end{aligned} \tag{1.34}$$

In Abbildung 1.14 dominiert die Lösung L_2 die Lösung L_1 , da mindestens ein Zielfunktionswert von L_2 besser ist. L_3 und L_4 werden von keiner anderen Lösungsvariante dominiert, womit sich eine alternative Definition der Pareto-Optimalität ergibt. Die Lösungen auf der Pareto-Front sind dadurch gekennzeichnet, dass sie von keiner anderen Lösung dominiert werden (vgl. [62, 99]). Viele Optimierungsverfahren, insbesondere evolutionäre Algorithmen, nutzen die Dominanz als Hauptparameter zur Berechnung der Pareto-Front.

In praktischen Anwendungen, wie bei der Optimierung der dreidimensionalen Schaufelform eines Radialventilators, werden häufig viele Auslegungsvariablen benötigt, um die Geometrie sinnvoll parametrisch zu beschreiben. Insbesondere bei nichtlinearen Systemen kann der Rechenaufwand mit der Anzahl der Auslegungsvariablen allerdings enorm zunehmen. Eine Reduzierung der Variablen kann wiederum dazu führen, dass der Optimierungsraum deutlich verkleinert wird und die vom Algorithmus gefundenen optimalen nicht gleichzeitig die bestmöglichen Lösungen darstellen. Weiterhin ist es im Optimierungspro-

zess notwendig, den Zielfunktionen numerische Werte zuzuordnen, womit eine geeignete Evaluation erforderlich ist. In Bezug auf Radialventilatoren kommen beispielsweise CFD-Simulationen in Frage, um die Leistungsparameter jeder möglichen Lösung zu bestimmen, was mit einem hohen Zeit- und Rechenaufwand verbunden ist. Aus diesem Grund werden häufig Approximationen in Form von Ersatzmodellen wie die Response Surface Methode oder die Kriging-Interpolation verwendet, die mit geeigneten Mitteln wie Polynomen unterschiedlicher Ordnung, die Systemantwort hinreichend genau wiedergeben können.

Der Vorteil der Optimierung mittels Inverse Design besteht darin, dass mit den acht, in Tabelle 1.1 angegebenen Parametern, die komplette Schaufelgeometrie bestimmt werden kann. Dadurch sinkt die Anzahl der Auslegungsvariablen sowie der Berechnungsaufwand drastisch, womit eine Vielzahl von Varianten in einer akzeptablen Zeit untersucht werden kann. Weiterhin ist durch die notwendige Vorgabe der normierten spezifischen Förderarbeit $r\bar{V}_\theta^*$ beim Inverse Design Verfahren sichergestellt, dass automatisch alle untersuchten Varianten die erforderliche Förderarbeit erbringen. Somit muss keine optimierte Lösungsvariante im Nachhinein verworfen werden, weil die geforderte Leistung nicht erreicht werden kann. Für Optimierungsaufgaben die den Auslegungspunkt betreffen und keine weiteren Informationen an anderen Betriebspunkten erfordern, kann zur Bestimmung der Zielfunktionswerte der Inverse Design Solver TD1 genutzt werden. Dieser berechnet das Strömungsgebiet im Zuge der Schaufelauslegung ohnehin, so dass keine CFD-Simulationen im Optimierungsprozess erforderlich sind, um Informationen zu Parametern zu erhalten, die das dreidimensionale Strömungsgebiet betreffen. Diese Strategie, dass während der Optimierung keine Simulationen durchgeführt werden und die Zielfunktionswerte mittels Inverse Design Löser bestimmt werden, wird als direkte Optimierung bezeichnet. Für Verbesserungsaufgaben, die Betriebspunkte außerhalb des Auslegungspunktes betreffen, ist der Inverse Design Solver alleine nicht ausreichend. Hierfür bieten sich Ersatzmodelle aus Response Surface basierten Optimierungen mittels Kriging in Verbindung mit Design of Experiments an. Die Zielfunktionswerte für die DoE müssen in diesem Fall mit CFD-Simulationen bestimmt werden (vgl. [100]). Das Schema des direkten Optimierungsablaufes ist in Abbildung 1.15 dargestellt.

In einem ersten Schritt müssen die einzelnen Auslegungsvariablen und ein jeweiliger Minimum-Maximum Bereich festgelegt werden, in welchem die Parameter variiert werden können. Die Designvariablen werden anschließend an den Inverse Design Solver TD1 übergeben, welcher das Strömungsgebiet, die Schaufelgeometrie und die gewählten Zielfunktionswerte berechnet. Diese werden anschließend an den evolutionären Optimierungsalgorithmus übergeben, welcher wiederum die Auslegungsvariablen anpasst. Dieser Vorgang wird iterativ durchgeführt, bis die Pareto-Front berechnet oder eine festgelegte Anzahl an Generationen erzeugt wurde. In dieser Arbeit wird der evolutionäre Algorithmus NSGA-II (*Nondominated Sorting Genetic Algorithm II*) für die Optimierungen verwendet.

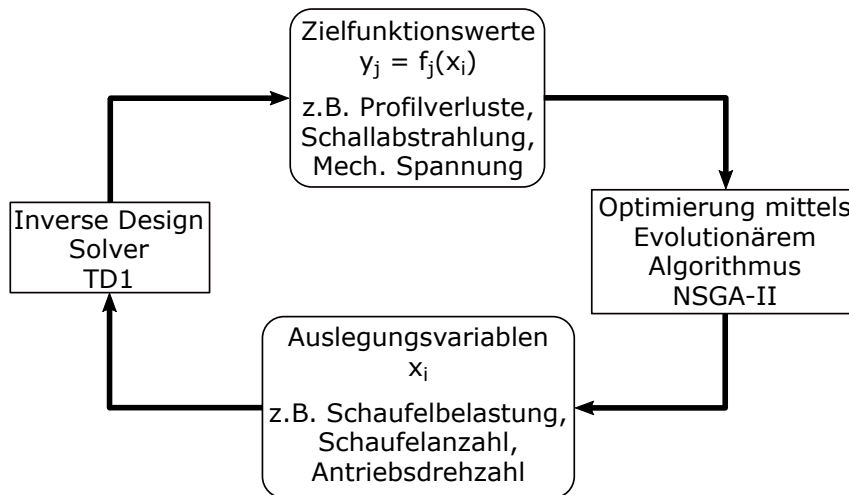


Abbildung 1.15: Schematische Darstellung des Ablaufs der direkten Optimierung mittels Inverse Design, nach [100].

NSGA-II ist einer der am häufigsten genutzten evolutionären Algorithmen und eignet sich durch seine Schnelligkeit, numerische Komplexität und Zuverlässigkeit bei der Suche nach der Pareto-Front besonders gut für Mehrzieloptimierungsaufgaben (vgl. [101]).

Evolutionäre Optimierungsalgorithmen basieren auf dem Schema der natürlichen Evolution. Viele Begrifflichkeiten sind direkt dem biologischen Vorbild entnommen, können im Kontext der technischen Optimierung jedoch leicht abweichende Bedeutungen haben. Daher werden die Begriffe und deren technische Bedeutung an geeigneter Stelle kurz erläutert. Prinzipiell arbeiten alle evolutionären Algorithmen nach dem in Abbildung 1.16 dargestellten Schema.

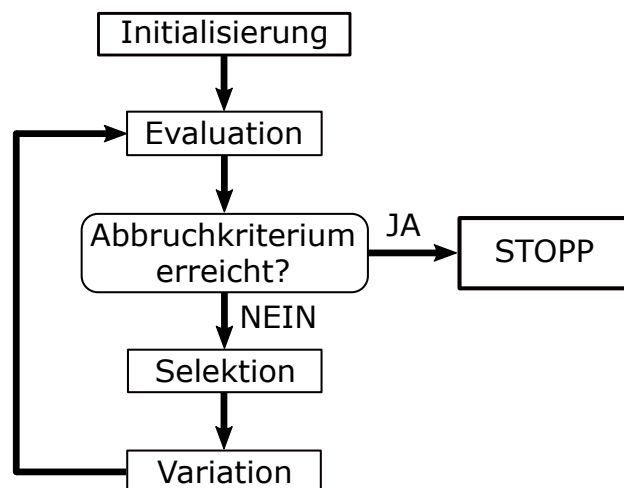


Abbildung 1.16: Schematische Darstellung der Funktionsweise evolutionärer Algorithmen, nach [67, 102].

Zu Beginn der Optimierung wird in einem einmaligen Initialisierungsschritt willkürlich eine Ausgangspopulation mit zufälligen Eigenschaften erzeugt. Die **Population** beschreibt die Gesamtheit aller **Individuen** einer **Generation**. Als Individuen werden die einzelnen Lösungskandidaten im Optimierungsprozess bezeichnet. Jeder Durchlauf einer Iterationschleife entspricht einer Generation mit einer dazugehörigen Population.

Nach der Erzeugung der Ausgangspopulation wird die Hauptiterationsschleife gestartet. Die Individuen werden bezüglich der Zielfunktionen evaluiert und bekommen einen Güte- bzw. **Fitness-Wert** zugeordnet. Der Fitness-Wert stellt häufig eine normierte Form der Zielfunktionswerte dar und dient, getreu nach Darwins Prinzip des *survival of the fittest*¹, zur Beschreibung der am besten an die Aufgabe angepassten Individuen. Diese besten Individuen werden, insbesondere beim NSGA-II Algorithmus, als **Eliten** bezeichnet und besonders gehandhabt. Die eigentliche Evaluationsaufgabe, also die Berechnung der Zielfunktionswerte und Normalisierung, wird im Fall der direkten Optimierung vom Inverse Design Solver durchgeführt. Die Fitness-Werte werden anschließend an den evolutionären Algorithmus übergeben.

Im nächsten Schritt wird überprüft, ob das festgelegte Abbruchkriterium erreicht ist. Abbruchkriterien können beispielsweise eine spezifizierte Anzahl von Generationen, ein Schwellenwert der Fitness oder Konvergenzverhalten sein. Ist eines der Abbruchkriterien erfüllt, wird die Optimierung gestoppt. Andernfalls wird die Schleife fortgesetzt.

Im folgenden Schritt der **Selektion** werden diejenigen Individuen ausgewählt, aus denen die nächste Generation erzeugt werden soll. Die ausgewählten Individuen der aktuellen Generation werden als **Eltern**, die der folgenden Generation als **Nachkommen** bezeichnet. Die speziellen Selektionsmechanismen können sich je nach verwendetem Algorithmus stark voneinander unterscheiden.

Der letzte Schritt der Hauptiterationsschleife besteht in der Variation der Nachkommen. Dies geschieht in der Regel mit einer Verbindung aus **Rekombination** und anschließender **Mutation**. Als Rekombination (auch *crossover* genannt) wird die Vermischung der Eltern-**Chromosomen** analog zur sexuellen Fortpflanzung in der Biologie bezeichnet. Das Chromosom (abweichend zur Biologie teilweise auch als Genotyp bezeichnet) beschreibt den Datensatz des Individuums, der die Auslegungsvariablen enthält. Die einzelnen Auslegungsvariablen als Bestandteile des Chromosoms werden **Gene** genannt. Die konkrete Ausprägung, also der numerische Wert eines Gens ist das **Allel**. Die Mutation beschreibt die zufällige Änderung des Gens eines Nachkommen-Individuums. Es wird daher eine Allelenänderung vorgenommen. Rekombination und Mutation können ebenfalls je nach ge-

¹Die bekannte Phrase stammt ursprünglich vom englischen Soziologen und Journalisten Herbert Spencer, der die Evolutionstheorie vertrat und wurde erst später von Darwin übernommen [103].

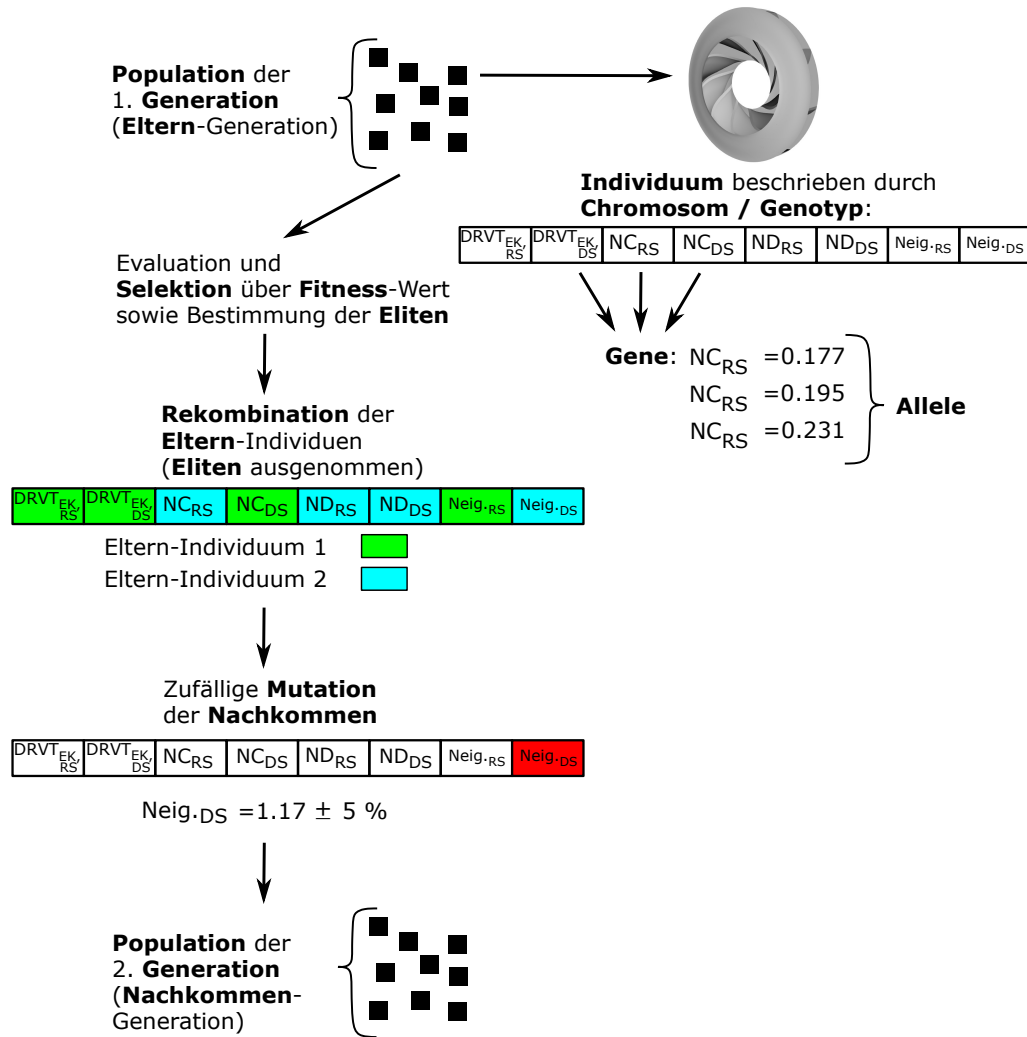


Abbildung 1.17: Biologische Begrifflichkeiten bei der Optimierung mittels Inverse Design und evolutionären Algorithmen.

nutztem Algorithmus unterschiedlich gehandhabt werden. Die variierte Nachkommen-Population wird anschließend erneut evaluiert und die Schleife beginnt von vorn. Abbildung 1.17 zeigt die genutzten Begrifflichkeiten im Zusammenhang mit der Inverse Design Optimierung eines Radialventilators.

Rekombination der Eltern-Individuen, Mutation der Nachkommen-Individuen sowie die Mutationsparameter sind nur beispielhaft dargestellt und können beim NSGA-II Algorithmus vom Nutzer angepasst werden. NSGA-II weist eine Reihe von Besonderheiten auf, die ihn zu einem schnellen und zuverlässigen Algorithmus zur Suche nach den Pareto-Optimalen Lösungen machen. Anhand der Hauptiterationsschleife des Algorithmus in Abbildung 1.18 sollen diese kurz erläutert werden.

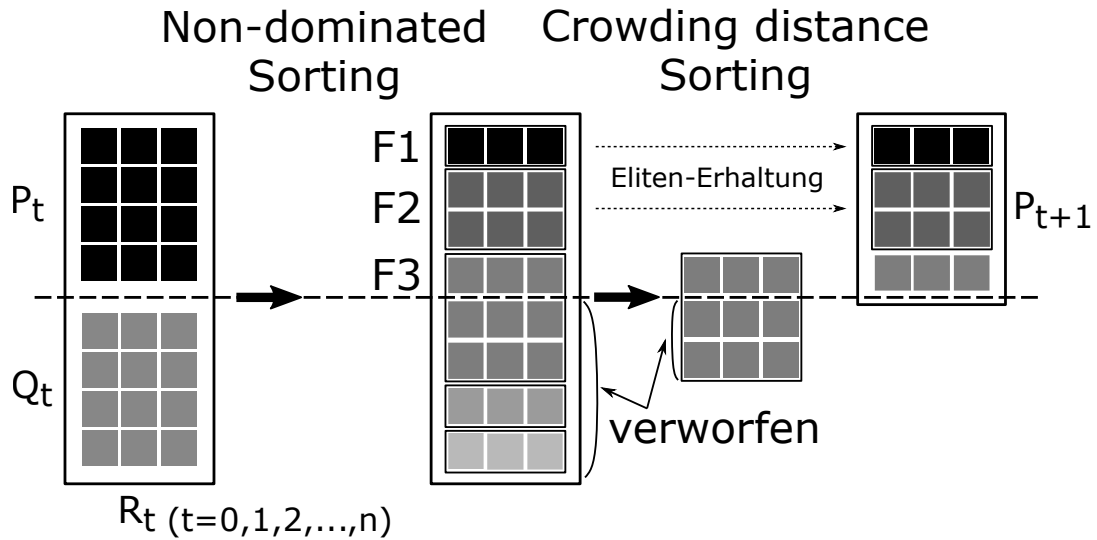


Abbildung 1.18: Hauptiterationsschleife des NSGA-II Algorithmus, nach [101].

Der erste Iterationsschritt $t = 0$ entspricht der Initialisierung, welcher sich leicht von den folgenden Schritten unterscheidet, da erst im Laufe der 0. Generation die Eliten und weitere Parameter bestimmt werden, die bei der Selektion entscheidend sind. Auf diese kleineren Unterschiede soll hier jedoch nicht im Detail eingegangen werden. Aus der initialisierten Eltern-Population P_0 mit der Populationsgröße N wird über Selektion, Rekombination und Mutation eine Nachkommen-Population Q_0 derselben Größe erzeugt. Die kombinierte Population R_0 hat demnach die Größe $2N$ (Abbildung 1.18 links).

Die Individuen der kombinierten Population R_0 werden evaluiert und bekommen einen, den Zielfunktionswerten entsprechenden Fitness-Wert zugeordnet. Im folgenden Schritt werden die Individuen anhand des bereits beschriebenen Dominanzmerkmals sortiert. Dieses, als *Non-dominated Sorting* bezeichnete Prinzip, ist die Kernmechanik und Namensgeber des *Non-dominated Sorting Genetic Algorithm* - NSGA-II. Der Algorithmus durchsucht die kombinierte Population R_0 und weist allen Individuen, die von keinem anderen dominiert werden, den Rang $F1$ zu. Anschließend werden die Individuen mit dem Rang 1 zeitweise aus der Population ausgeschlossen und der Algorithmus sucht erneut nach nicht-dominierten Lösungen. Diese Individuen bekommen den Rang $F2$ zugewiesen. Das Schema wird fortgesetzt, bis allen Individuen ein Rang entsprechend ihrer Dominanz zugeordnet wurde (Abbildung 1.18 mittig).

Die neue Eltern-Population P_1 wird schrittweise aufgefüllt, bis die ursprüngliche Populationsgröße von N Individuen erreicht ist. Dabei wird mit den besten Lösungen des Ranges $F1$ begonnen. Ist die Anzahl der Individuen in $F1$ kleiner als N werden alle Individuen des ersten Ranges übernommen und mit $F2$ fortgefahren (Abbildung 1.18 rechts-oben). Damit ist sichergestellt, dass die besten Lösungskandidaten in jedem Fall übernommen werden und nicht wieder verloren gehen, sobald sie gefunden wurden. Dieses Verfahren

wird, in Anlehnung an das biologische Vorbild als Elitismus bezeichnet und hilft dabei ein schnelleres und besseres Konvergenzverhalten an die wahre Pareto-Optimale Menge zu erreichen (vgl. [104]). Sobald nicht alle Individuen eines Ranges vollständig in die neue Eltern-Population P_1 der Größe N passen, wird ein zusätzlicher Mechanismus zur Auswahl der Kandidaten genutzt (Abbildung 1.18 mittig, Rang F_3). Dieses, als *crowding distance Sorting*¹ bezeichnete Verfahren berechnet einen Parameter für jedes Individuum der aussagt, wie weit die nächsten Nachbarindividuen entfernt sind. Ein hoher crowding distance Wert bedeutet, dass das Individuum einen großen Abstand zu seinen Nachbarindividuen hat und damit in der Auswahl bevorzugt wird (vgl. [101, 105]). Die neue Population P_1 wird daher mit den Individuen aus F_3 aufgefüllt, welche die höchsten crowding distance Werte aufweisen. Alle übrigen Individuen aus F_3 und weiteren nicht berücksichtigten Rängen werden verworfen (Abbildung 1.18 mittig).

Die Auswahl der Individuen anhand ihrer crowding distance sorgt dafür, dass die Diversität, also die Artenvielfalt im Laufe der Optimierung erhalten bleibt. Ist kein diversitätserhaltender Mechanismus vorhanden, neigen evolutionäre Algorithmen zur Gendrift (vgl. [67]). Genetische Drift stellt in der Biologie ein Verlorengelassen von bestimmten Allelen dar, was allein auf Zufallseffekten beruht und besonders bei kleinen Populationen eine entscheidende Rolle bei der Evolution spielen kann (vgl. [106]). Im Kontext der numerischen Evolution gehen durch Zufallseffekte gute Individuen verloren, insbesondere wenn sich viele ähnliche Kandidaten in einer Population befinden. Die Gendrift führt dann dazu, dass der Algorithmus nur in Richtung einer Zielfunktion konvergiert und keine Lösungsvielfalt über die gesamte Pareto-Front vorhanden ist (vgl. [67, 101]). Diesem Vorgang wird mittels des crowding distance Mechanismus entgegengewirkt, da Individuen, die Nischen innerhalb der Population besetzen, höher gewichtet werden. Die Folgen der Gendrift für die Lösungsmenge der Optimierung sowie ein Ergebnis mit Erhaltung der Diversität sind in Abbildung 1.19 schematisch dargestellt.

Aus der mit N Individuen befüllten Eltern-Population P_1 werden mittels binärer Turnierselektion diejenigen Lösungskandidaten ausgewählt, aus denen die neue Nachkommen-Population Q_1 gebildet werden soll. Bei der binären Turnierselektion treten jeweils zwei zufällig gewählte Eltern-Individuen gegeneinander an. Dabei wird in einem ersten Schritt der Dominanz-Rang der Individuen verglichen. Der Lösungskandidat dessen Rang höher ist, wobei Rang 1 dem höchsten Rang entspricht, wird für die Fortpflanzung ausgewählt. Haben beide Individuen denselben Rang, wird der crowding distance Parameter verglichen und derjenige Kandidat ausgewählt, dessen Wert größer ist und der daher weniger Individuen in seiner Nachbarschaft aufweist. Sind beide Kriterien identisch, wird per Zufall eines der beiden Individuen ausgewählt (vgl. [101]).

¹Eine gängige deutsche Bezeichnung ist in der Literatur nicht vorhanden. Sinngemäß etwa: Sortierung nach Abstand zum Gedränge.

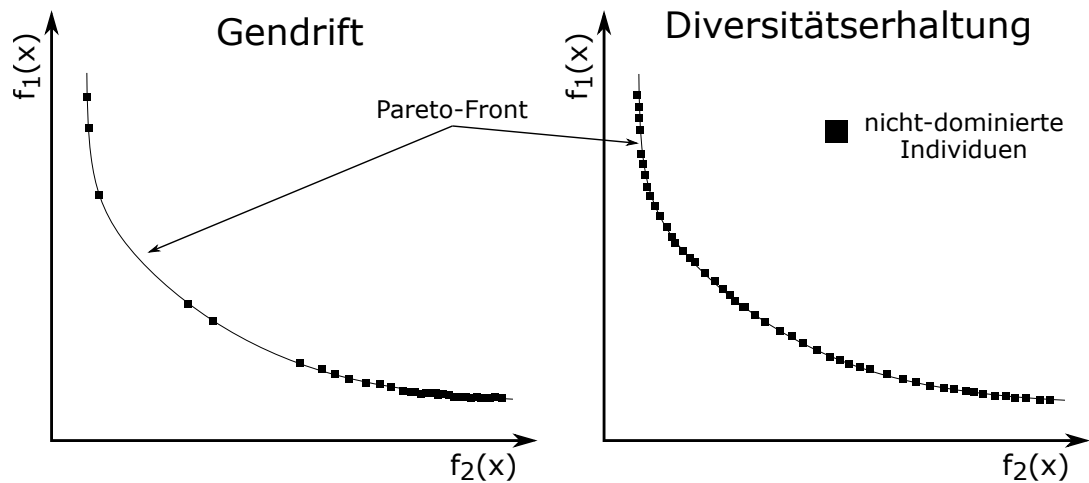


Abbildung 1.19: Schematische Darstellung des Effektes der Gendrift und der Gegenmaßnahmen zur Erhaltung der Diversität. Dargestellt sind nur die nicht-dominierten Individuen des Optimierungsproblems wobei $f_1(x)$ und $f_2(x)$ minimiert werden sollen.

Aus den ausgewählten Eltern-Individuen werden mittels Rekombination die Nachkommen-Individuen gebildet. Bei der Rekombination wird der Nachkommen-Chromosomensatz zufällig aus den Chromosomen der Eltern-Individuen zusammengesetzt (siehe Abbildung 1.17). Da einzig durch Rekombination der Eltern-Individuen keine neuen Informationen in den Gen-Pool eingebracht würden, werden zufällig einzelne Gene der entstandenen Nachkommen-Individuen mutiert. Dabei ist die Variation des betroffenen Gens eher gering, um die guten Eigenschaften der Eltern-Individuen nicht zu verlieren (vgl. [67]). Aus der Eltern- sowie der Nachkommen-Generation P_1 und Q_1 wird erneut eine kombinierte Generation R_1 gebildet, die anschließend evaluiert und sortiert wird. Dieser Ablauf wird solange fortgesetzt, bis eine festgelegte Anzahl Generationen erzeugt wurde oder sich die Fitness-Werte über eine gewisse Anzahl an Generationen nicht mehr signifikant ändert.

1.6 Akustik von Ventilatoren

Die Akustik von Ventilatoren fällt in das Fachgebiet der Strömungsakustik, welches sich mit der Entstehung und Ausbreitung von Schall durch aerodynamische bzw. hydrodynamische Strömungsvorgänge beschäftigt (vgl. [69]). Da Ventilatoren gasförmige Medien fördern, begrenzt sich das Fachgebiet auf den Bereich der Aeroakustik. Schall wird in der DIN 1320 allgemein als die elastodynamische Schwingung eines flüssigen, festen, gas- oder plasmaförmigen Mediums bezeichnet, in welchem sich der Schall wellenartig ausbreitet (vgl. [107]). Schallwellen in Luft beschreiben Schwankungen der Dichte sowie des Drucks, die den jeweiligen Ruhegrößen überlagert sind und sich mit einer für das Medium und sei-

nen Zustandsgrößen charakteristischen Schallgeschwindigkeit c^1 ausbreiten. Da in gasförmigen Medien keine Schubkräfte auftreten können, geschieht die Ausbreitung im Fall von Luft ausschließlich über Longitudinalwellen, während in Festkörpern auch Transversalwellen vorkommen (vgl. [43]).

Die wichtigste Feldgröße der Akustik ist der Schalldruck p . Als Schalldruck wird der dem atmosphärischen Ruhedruck überlagerte Wechseldruck bezeichnet, der sich von der Schallquelle aus mit Schallgeschwindigkeit in den dreidimensionalen Raum sowie in der Zeit ausbreitet. Da die Schallwelle aus Verdichtungs- und Verdünnungszonen besteht, in denen der Schalldruck sowohl positiv als auch negativ um den Ruhewert schwankt, ist es üblich mit dem Effektivwert des Schalldrucks zu rechnen. Der Effektivwert p_{rms} (rms von der englischen Bezeichnung *root-mean-square*) beschreibt den Grad der Schalldruckschwankung über ein zeitliches Intervall τ , indem die Einzelwerte quadriert und somit die Auslöschungseffekte der positiven und negativen Schalldruckschwankungen unterdrückt werden [108]:

$$p_{rms} = \sqrt{(p)^2} = \sqrt{\frac{\int_0^\tau p^2 dt}{\int_0^\tau dt}} \quad (1.35)$$

Das menschliche Ohr kann Schalldrücke in einem weiten Bereich von etwa $2 \cdot 10^{-5}$ Pa, der Hörschwelle bei einer Frequenz von 1000 Hz, bis zur Schmerzgrenze bei etwa $2 \cdot 10^2$ Pa wahrnehmen. Der hörbare Frequenzbereich liegt zwischen etwa 20 bis 20.000 Hz (vgl. [43]). Einige Autoren geben den Bereich auch von 16 bis 16.000 Hz und die Schmerzgrenze schon bei $2 \cdot 10^1$ an (z.B. [109] bzw. [43]), da konstitutionelle Unterschiede bestehen und die obere Frequenzgrenze altersbedingt abnimmt. Der Bereich des besten Hörvermögens liegt etwa zwischen 1000 und 5000 Hz, was vermutlich evolutionsbiologisch bedingt ist, da in diesem Frequenzbereich der Großteil der menschlichen Sprache sowie Umweltgeräusche liegen (vgl. [110]). Schall unterhalb der Hörschwelle wird als Infraschall, Schall oberhalb der Hörschwelle als Ultraschall bezeichnet. Die Frequenz f ist neben dem Schalldruck die zweite wichtige Größe zur Beurteilung eines Schallereignisses und gibt die Anzahl der Schwingungen pro Zeiteinheit in 1/s bzw. Hertz wieder [111]:

$$f = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{T} \quad (1.36)$$

Frequenz f und Kreisfrequenz ω sind über den Faktor 2π miteinander verknüpft. T entspricht der Schwingungs- oder Periodendauer in Sekunden. Die Frequenz und die Schallgeschwindigkeit stehen wiederum über die Wellenlänge λ miteinander in Verbindung [108]:

$$\lambda = \frac{c}{f} \quad (1.37)$$

¹Luft kann in guter Näherung als ideales Gas betrachtet werden, womit die Schallgeschwindigkeit nur von der absoluten Temperatur abhängt. Im realen Fall müssen auch die Luftfeuchtigkeit und die genaue chemische Zusammensetzung berücksichtigt werden.

Schallereignisse, bei denen die Schalldrücke einen rein sinusförmigen Zeitverlauf aufweisen, werden als Töne (Sinustöne) bezeichnet und durch eine einzige Frequenz beschrieben. Reine Sinustöne treten in natürlichen Schallereignissen nahezu nie auf. Der gespielte „Ton“ eines Musikinstruments besteht aus der Grundschiwingung und mehreren ganzzahligen Vielfachen, welche auch als Harmonische oder Oberschwingungen¹ bezeichnet werden. Ein solches Schallereignis, bestehend aus einer Grundschiwingung und ganzzahligen Vielfachen, wird Klang genannt (vgl. [109]). Als Geräusche werden Schallereignisse bezeichnet, die aus vielen unterschiedlichen Grundschiwingungen und deren Vielfachen bestehen und nicht vorwiegend zur Übertragung von Informationen dienen (vgl. [107]). Das Betriebsgeräusch eines Ventilators kann hier als Beispiel genannt werden. Abbildung 1.20 zeigt beispielhaft die zeitlichen Verläufe des Schalldrucks und die dazugehörigen Spektren für Töne, Klänge und Geräusche. Lärm wiederum hat einen subjektiven Charakter und ist physikalisch nicht eindeutig zu beschreiben. Als Lärm wird jedes Schallereignis bezeichnet, welches als belästigend oder störend wahrgenommen wird sowie solche, die das Gehör schädigen können (vgl. [43]).

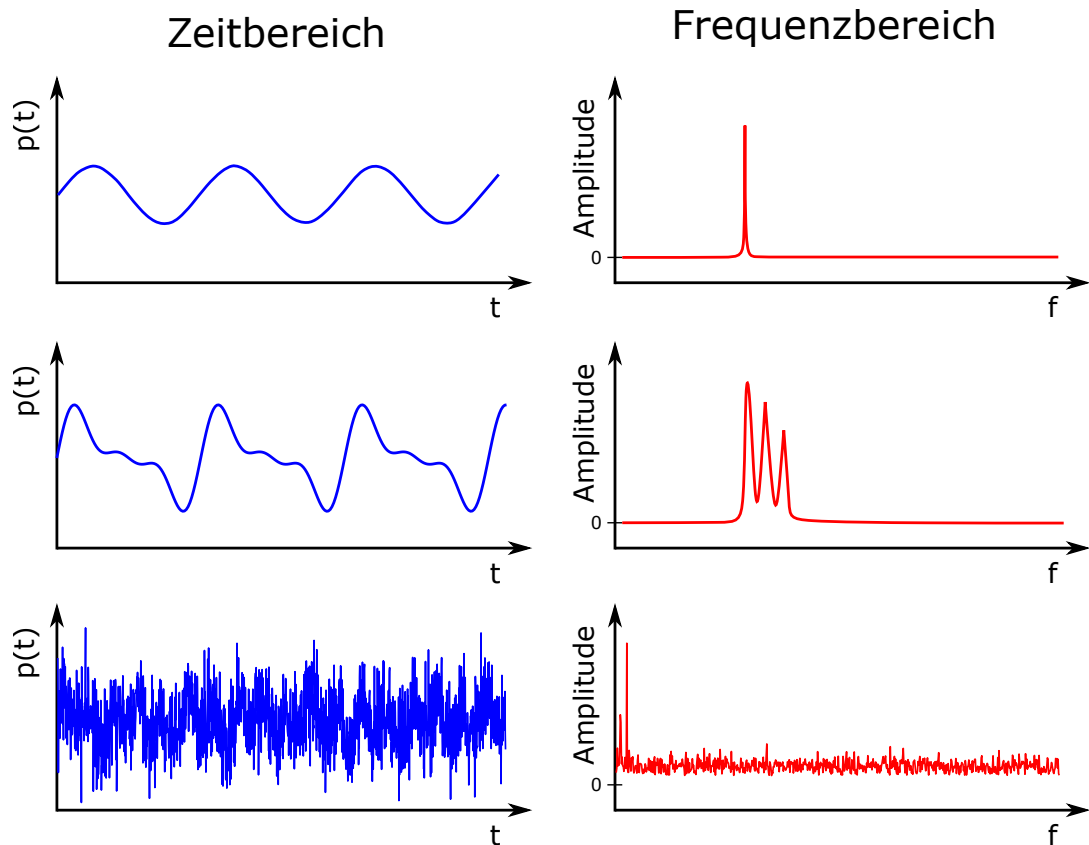


Abbildung 1.20: Schematische Darstellung von Ton (oben), Klang (mittig) und Geräusch (unten) im Zeit- und Frequenzbereich.

¹In der Literatur existieren unterschiedliche Bezeichnungsarten der Vielfachen. In dieser Arbeit wird die Grundschiwingung als 1. Harmonische bezeichnet. Die erste Vielfache ist die 2. Harmonische bzw. die 1. Oberschwingung usw.

Zur Überführung von Signalen aus dem Zeitbereich in den Frequenzbereich dient die Fourier-Transformation. Bei der Fourier-Transformation wird das Zeitsignal in viele reine Sinusschwingungen mit unterschiedlichen Frequenzen zerlegt, die wiederum in der Summe das Ausgangssignal ergeben. Damit kann die spektrale Zusammensetzung eines Schallereignisses analysiert werden. Die allgemeine Form der Fourier-Transformation kann folgendermaßen geschrieben werden [112, 113]:

$$\mathcal{F}\{x(t)\} = \int_{-\infty}^{\infty} x(t)e^{-j\omega t} dt = X(f) \quad \text{mit } \omega = 2\pi f \quad (1.38)$$

Hierbei stellt $x(t)$ eine Funktion im Zeitbereich dar, während $X(f)$ als Fourier-transformierte von x im Frequenzbereich bezeichnet wird. Es existiert eine Reihe von unterschiedlichen Transformationen, die je nach Eigenschaft des Ausgangssignals ausgewählt werden, aber alle auf der Fourier-Transformation beruhen (vgl. [113]). In dieser Arbeit wird die schnelle Fourier-Transformation (engl. *Fast Fourier Transform* - FFT) genutzt. Diese wird für zeitdiskrete Signale verwendet, wie es bei realen Messreihen der Fall ist, welche zeitlich endlich und nicht kontinuierlich sind, da sie mit einer bestimmten Frequenz abgetastet werden. Die FFT stellt keine Transformation im eigentlichen Sinne dar, sondern ist eine spezielle Variante der diskreten Fourier-Transformation. Sie erweist sich gegenüber dieser als besonders effizient und schnell, insbesondere wenn die Länge des abgetasteten Zeitsignals in der Größe einer Zweierpotenz vorliegt (vgl. [114]). Mithilfe der FFT ist es somit möglich, Spektralanalysen in Echtzeit durchzuführen. Für Einzelheiten zu Fourier-Transformationen, FFT sowie notwendigen Fensterfunktionen wird auf einschlägige Fachliteratur zur Signalverarbeitung beispielsweise in [112–114] verwiesen.

Da, wie bereits beschrieben, der hörbare Schalldruckbereich groß ist und sieben Größenordnungen umfasst, hat H. Fletcher von den Bell Laboratories in den 1920er Jahren ein logarithmisches Pegelmaß vorgeschlagen, welches sich an der Unterscheidung von Tönen durch das menschliche Gehör orientiert [115]. Der Schalldruckpegel L_p mit der Hilfsmaßeinheit Bel bzw. Dezibel (dB) beschreibt einen gerade noch wahrnehmbaren Lautheitsunterschied zweier Schalldrücke und wird folgendermaßen gebildet [109]:

$$L_p = 10 \log \left(\frac{p_{rms}}{p_0} \right)^2 = 20 \log \left(\frac{p_{rms}}{p_0} \right) \quad (1.39)$$

Der Bezugsschalldruck p_0 entspricht der Hörschwelle bei 1000 Hz und wird in der ISO 1638 international auf den Wert von $20 \mu Pa$ für Luft und andere Gase festgelegt [116].

Neben dem reinen Schalldruckpegel existieren unterschiedliche Bewertungsfiler, welche das menschliche Hörvermögen für Lautstärken bei verschiedenen Frequenzen berücksichtigen. Beispielsweise werden besonders tiefe Frequenzen weniger laut wahrgenommen weshalb diese nicht so stark gewichtet werden. Die Nutzung eines Bewertungsfilters wird durch

den entsprechenden Buchstaben, entweder bei Angabe des Formelzeichens für den Schalldruckpegel, oder in der Maßeinheit gekennzeichnet - bspw. $L_{p,A}$ oder dB(A) für die am häufigsten genutzte A-Bewertung [117].

Zur Beurteilung der Emissionseigenschaften einer Schallquelle wird häufiger der Schallleistungs- als der eigentliche Schalldruckpegel verwendet, da dieser unabhängig vom Ort der Quelle bzw. des Beobachters ist. Die Schallleistung gibt die von der Schallquelle pro Zeiteinheit abgegebene Schallenergie durch eine bestimmte Fläche an [43]:

$$P = \int_A \vec{I} \cdot d\vec{A} \quad (1.40)$$

In Gleichung 1.40 steht die vektorielle Größe $\vec{I}$ für die Schallintensität, welche sich aus dem Produkt von Schalldruck p und Schallschnelle $\vec{v}$ ergibt. Ebenso wie für den Schalldruck bieten sich für die Schallintensität und die Schallleistung Pegeldarstellungen an [109]:

$$L_I = 10 \log \left(\frac{I}{I_0} \right) \quad (1.41)$$

$$L_W = 10 \log \left(\frac{P}{P_0} \right) \quad (1.42)$$

Hierbei stellen I_0 sowie P_0 wiederum die Bezugswerte des Schallintensitätspegels L_I bzw. des Schallleistungspegels L_W dar. Nach ISO 1683 sind die Werte für Luft zu $I_0 = 1 \frac{pW}{m^2}$ und $P_0 = 1 pW$ festgelegt [116].

Da die Angabe des bewerteten oder unbewerteten Schalldruckpegels für die Beurteilung zeitlich schwankender Pegel oft nicht ausreichend ist, werden Mittelungen über geeignete Zeitintervalle durchgeführt. In der akustischen Messtechnik wird häufig der energieäquivalente Dauerschallpegel L_{eq} genutzt. Dieser gibt für ein schwankendes Schallereignis einen zeitlich gemittelten Pegelwert, der einem gleichbleibendem Geräusch energetisch äquivalent ist [117]. Der Vorteil des L_{eq} besteht unter anderem darin, dass Pegel aus unterschiedlichen Teildauern zu einem gewichteten Gesamtschalldruckpegel zusammengefasst werden können [117]:

$$L_{eq} = 10 \log \left[\frac{1}{T} \int_0^T \frac{p_{rms}^2(t)}{p_0^2} dt \right] \quad (1.43)$$

Bzw. [118]:

$$L_{eq} = 10 \log \left[\frac{1}{T} \sum_{i=1}^N T_i \cdot 10^{0,1 \cdot L_{eq,i}} \right] \quad \text{mit } T = \sum_{i=1}^N T_i \quad (1.44)$$

In einigen Fällen ist das Schmalbandspektrum, welches die FFT liefert, für die Analyse eines Schallereignisses nicht notwendig oder geeignet. Insbesondere wenn unterschiedliche Schallquellen quantitativ miteinander verglichen werden sollen, kann die Frequenzauflösung das Ergebnis beeinflussen. In diesem Fall kann das akustische Signal mittels elektrischer Filter in Teilbänder unterteilt werden. Bandfilter lassen eine elektrische Spannung nur in einem bestimmten Frequenzbereich passieren (vgl. [109]). In der akustischen Messtechnik haben sich Filter mit konstanter relativer Filterbreite etabliert, deren Bandbreiten mit steigender Filtermittenfrequenz zunehmen. Dazu zählen Oktav- und Terzbandfilter (1/3-Oktave). Die Filterbreite des Oktavbandfilters richtet sich nach dem musikalischen Intervall Oktave, die ein Frequenzverhältnis von 2:1 von oberer zu unterer Grenzfrequenz aufweist. Wird die Oktave in drei Teile unterteilt, erhält man die Terzen oder 1/3-Oktaven (vgl. [109]). Die Bandmittenfrequenzen sind in der DIN 61260 festgelegt.

Das Geräuschkpektrum von Radialventilatoren ist durch einen breitbandigen Rauschanteil mit ausgeprägten tonalen Bestandteilen gekennzeichnet [69]. Die dominanteste Frequenz stellt die Blattfolgefrequenz dar, die aus der Interaktion des turbulenten Nachlaufs der Ventilatorschaufeln mit der stationären Spiralgehäusezunge entsteht. Die BPF ergibt sich aus der Antriebsdrehzahl n und der Anzahl der Schaufeln B [11]:

$$BPF = n \cdot B \quad (1.45)$$

Abbildung 1.21 zeigt das instationäre Geschwindigkeitsfeld und die Rotor-Stator-Interaktion eines Radialventilators aus einer skalenaufösenden CFD-Simulation. Das experimentell ermittelte Spektrum zeigt die Blattfolgefrequenz sowie die 1. und 2. Oberschwingung. Die Frequenz ist mittels der Strouhal-Zahl Sr dargestellt. Die Strouhal-Zahl ist eine dimensionslose Kennzahl, die unter anderem zur Beschreibung charakteristischer Frequenzen bei instationären Strömungsvorgängen genutzt werden kann. Sie wird mithilfe einer charakteristischen Länge sowie einer charakteristischen Geschwindigkeit und der Frequenz gebildet. Nutzt man bei Radialventilatoren den Laufradaußendurchmesser sowie die Umfangsgeschwindigkeit am Austritt und erweitert mit π/B , ergibt sich die Strouhal-Zahl bei der BPF zu 1. Die 1. Oberschwingung liegt bei $Sr = 2$ usw. (vgl. [11]):

$$Sr = \frac{f \cdot l}{v} = \frac{f \cdot D_2}{u_2} \frac{\pi}{B} = \frac{f}{n \cdot B} \quad (1.46)$$

Zur Berechnung des aerodynamisch erzeugten Schalls in Strömungen wurden eine Reihe (aero-)akustischer Analogien entwickelt, welche die komplexen Mechanismen der Schallerzeugung auf eine Reihe von Elementarstrahlertypen zurückführen. Das Schallfeld der Unterschallströmung in einem Radialventilator kann damit aus einer Kombination von Monopol-, Dipol- und Quadrupolstrahlern dargestellt werden.

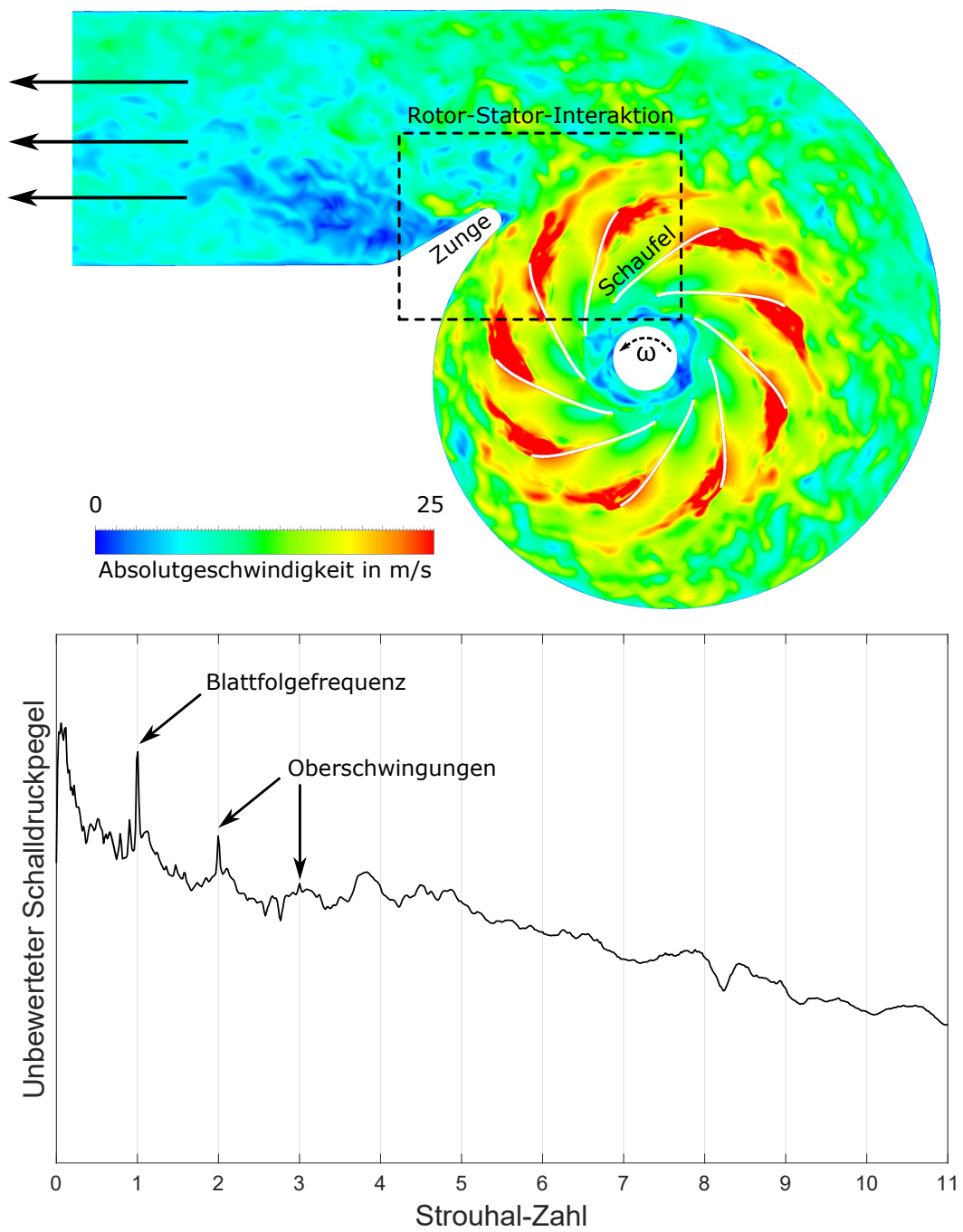


Abbildung 1.21: Rotor-Stator-Interaktion eines Radialventilators aus einer transienten CFD-Simulation (oben) mit experimentell bestimmtem Geräuschspektrum (unten).

Jedem Quelltyp kommt eine physikalische Bedeutung zu [11, 69]:

- **Monopolquellen**¹ gehen auf zeitlich veränderliche Volumen- bzw. Massenströme, beispielsweise durch Fluidverdrängung, zurück, wie sie bei der Durchströmung des Ventilators auftreten.
- **Dipolquellen**² entstehen durch Wechselkräfte auf umströmten Oberflächen wie den Schaufeln oder der Spiralgehäusezunge.
- **Quadrupolquellen** werden durch freie Wirbelpaare oder Turbulenz in der freien Strömung gebildet.

Insbesondere numerische Untersuchungen haben gezeigt, dass bei niedrigen Mach-Zahlen, wie sie bei Radialventilatoren auftreten, sowohl Monopol- als auch Quadrupolquellen vernachlässigt werden können, da ihre Intensität gegenüber Dipolschallquellen klein ist. Die Umfangsmachzahl der in dieser Arbeit untersuchten Ventilatoren liegt bei etwa 0,1. Monopolschallquellen sollten ab einer Mach-Zahl von etwa 0,6, Quadrupolschallquellen ab einer Mach-Zahl von etwa 0,8 berücksichtigt werden (vgl. [119]). Numerische Simulationen eines zu den hier untersuchten Ventilatoren vergleichbaren Modells haben gezeigt, dass Quadrupolschallquellen das Spektrum nur im Niederfrequenzbereich leicht beeinflussen. Da die Berücksichtigung dieser mit einem hohen rechnerischen Aufwand verbunden ist und sie die Ergebnisse nicht wesentlich beeinflussen, werden Quadrupolschallquellen auch in dieser Arbeit hinsichtlich der Optimierung vernachlässigt (vgl. [120, 121]). Monopolschallquellen sind deutlich einfacher zu handhaben und werden im Optimierungsprozess berücksichtigt.

Akustische Analogien werden aus den fundamentalen Gleichungen der Aerodynamik hergeleitet. Die Kontinuitäts-, Impuls- und thermodynamischen Zustandsgleichungen werden in die Form der inhomogenen Wellengleichung gebracht, so dass eine Seite der Gleichung die Schallausbreitung beschreibt, während auf der anderen Seite die Quellterme zusammengefasst sind. Ausgangspunkt ist die lineare homogene Wellengleichung. Zur Herleitung werden die drei genannten Grundgleichungen linearisiert. Da die akustischen Schwankungswerte klein gegenüber den Umgebungsbedingungen sind, können die nichtlinearen Gleichungen somit in guter Näherung approximiert werden. Dazu werden die Variablen Druck, Dichte und Geschwindigkeit in einen Gleich- und einen Schwankungswert zerlegt [111, 122]:

$$p = p_0 + p' \quad (1.47)$$

$$\rho = \rho_0 + \rho' \quad (1.48)$$

$$\vec{v} = \vec{v}' \quad (1.49)$$

¹Im englischen Sprachraum als *thickness noise* bezeichnet.

²Im englischen Sprachraum als *loading noise* bezeichnet.

Da sich das Fluid in Ruhe befindet, entfällt der Gleichwert der Geschwindigkeit. Die Ausdrücke 1.47 - 1.49 werden in die Kontinuitätsgleichung 1.50, die Impulsgleichung für reibungsfreie Fluide (Euler-Gleichung ohne äußere Kräfte) 1.51 sowie die Druck-Dichte-Beziehung 1.52 eingesetzt, wobei Terme höherer Ordnung vernachlässigt werden [122]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad \Rightarrow \quad \frac{\partial \rho'}{\partial t} + \rho_0 \nabla \vec{v}' = 0 \quad (1.50)$$

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right] = -\nabla p \quad \Rightarrow \quad \rho_0 \left(\frac{\partial \vec{v}'}{\partial t} \right) = -\nabla p' \quad (1.51)$$

$$p = p(\rho) \quad \Rightarrow \quad p' = \rho' \frac{\partial p}{\partial \rho}(\rho_0) \quad \rightarrow \quad p' = \rho' c^2 \quad (1.52)$$

Die Druck-Dichte-Beziehung (Gleichung 1.52) wird mithilfe einer Taylor-Entwicklung unter Vernachlässigung der Terme höherer Ordnung linearisiert und die Ableitung $\frac{\partial p}{\partial \rho}(\rho_0)$ mit c^2 bezeichnet [122]. Unter Berücksichtigung einiger Zusatzbedingungen bezüglich der Größenordnungen der Variablen, Ableiten der linearisierten Kontinuitätsgleichung nach der Zeit und Bilden der Divergenz der linearisierten Impulsgleichung kann die lineare Wellengleichung für den Schalldruck folgendermaßen formuliert werden [122]:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' = 0 \quad (1.53)$$

Gleichung 1.52 beschreibt die Ausbreitung des Schalldrucks im sich in Ruhe befindenden Medium ohne Quellen. Das Symbol Δ wird als Laplace-Operator bezeichnet und kennzeichnet die Divergenz des Gradienten von p' . In der Literatur findet man häufig die gleichbedeutende Schreibweise ∇^2 mithilfe des Nabla-Operators.

Da die homogene Wellengleichung nicht ohne weiteres auf strömende Medien, insbesondere auf technisch relevante turbulente Strömungen angewendet werden kann, hat M. J. Lighthill 1952 eine inhomogene Wellengleichung aus den nichtlinearen aerodynamischen Grundgleichungen abgeleitet, die ohne Näherungen auskommt. Die daraus resultierende Lighthill Analogie bildet die Grundlage vieler weiterer Konzepte der Numerischen Aeroakustik und Lighthills Veröffentlichungen aus den Jahren 1952 und 1954 sind die meistzitierten Arbeiten in diesem Fachgebiet (vgl. [123]). Grundlage bilden wiederum die Kontinuitätsgleichung sowie die Impulsgleichung, wobei diese nicht linearisiert werden und die Impulsgleichung nun auch Reibungseffekte berücksichtigt. Die weitere Herleitung erfolgt ähnlich zur homogenen Wellengleichung und soll daher nicht im Detail beschrieben werden.

Die klassische Form der Lighthill-Gleichung beschreibt die Ausbreitung einer kleinen Dichteschwankung in einem Medium und setzt diese einer Quellenverteilung mit Quadrupolcharakter gegenüber [122]:

$$\frac{\partial^2 \rho'}{\partial t^2} - c_0^2 \Delta \rho' = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \quad (1.54)$$

Gleichung 1.54 ist mithilfe der Einstein Summenkonvention in Indexschreibweise notiert, wobei T_{ij} den Lighthill Spannungstensor darstellt, der sowohl die turbulenten Reynoldsspannungen als auch die laminaren Spannungen enthält [122]:

$$T_{ij} = \rho v_i v_j - \tau_{ij} + \delta_{ij}(p' - c_0^2 \rho') \quad (1.55)$$

v_i und v_j stellen die Geschwindigkeitskomponenten und τ_{ij} den viskosen Spannungstensor dar. δ_{ij} wird als Kronecker-Delta bezeichnet und beschreibt eine mathematische Funktion zur Fallunterscheidung [122]:

$$\delta_{ij} = \begin{cases} 1 & \text{für } i = j, \\ 0 & \text{für } i \neq j. \end{cases} \quad (1.56)$$

Lighthill selbst hat bereits darauf hingewiesen, dass in den meisten Fällen der Betrag der turbulenten Reynoldsspannungen $\rho v_i v_j$ deutlich größer ist als der der viskosen Schubspannungen, wodurch sich der Lighthill Tensor bei kleinen Mach-Zahlen in einem isentropen Strömungsfeld auf diesen Term reduziert [124]. Die Lighthill-Gleichung kann genutzt werden, um den Schalldruck an einer bestimmten Position zu berechnen, ohne das gesamte Rechengebiet bis zur Beobachterposition rechnerisch auflösen zu müssen. Es genügt, den Bereich der aktiven Schallentstehung, in welchem die nichtlinearen Effekte entscheidend sind, mit CFD-Simulationen zu bestimmen, um anschließend die akustischen Fernfeldvariablen berechnen zu können.

Ein entscheidender Nachteil der akustischen Analogie von Lighthill besteht darin, dass das Rechengebiet keine Berandungen oder Oberflächen aufweisen darf. Dieser Nachteil konnte 1955 von N. Curle beseitigt werden. Curle erweiterte die Lighthill-Gleichung um ein Oberflächenintegral, in welchem Dipolquellen auf schallharten Oberflächen berücksichtigt werden. Reflexions- und Beugungseffekte auf den Oberflächen sind ebenfalls einbezogen [125], womit die Umströmung von Körpern untersucht werden kann.

Die entscheidende Erweiterung der Lighthill-Curle Theorie zur aerodynamischen Schallerzeugung ist J. E. Ffowcs Williams und D. L. Hawkings 1969 gelungen. Sie haben die Grundgleichungen mathematisch äußerst elegant umgeformt, um auch beliebige Relativbewegungen der eingeschlossenen Flächen zuzulassen, womit auch rotierende Körper wie Ventilatoren berücksichtigt werden können. Ihre Analogie beruht, neben den Vorarbeiten von Lighthill und Curle, im Wesentlichen auf der mathematischen Theorie der Distributionen sowie der Heaviside-Funktion.

Die Heaviside-Funktion $H(x)$ stellt wiederum eine Hilfsfunktion zur örtlichen Fallunterscheidung dar [122]:

$$H(x) = \begin{cases} 1 & \text{für } x > 0, \\ 0 & \text{für } x < 0. \end{cases} \quad (1.57)$$

Auf eine Funktion $f(\vec{x}, t)$ angewendet, ergibt sich ein Funktionswert von 0 innerhalb eines Berandungsgebietes und 1 außerhalb dessen. Somit kann sichergestellt werden, dass die Quadrupolschallquellen des Lighthill Tensors nur im Volumen wirksam sind, während alle weiteren Quellen auf Oberflächen zurückzuführen sind. Da die Heaviside-Funktion keine stetige Funktion ist, sondern einen Sprung darstellt, ist sie nicht im klassischen Sinne differenzierbar, was für die weitere Herleitung notwendig ist. Daher wird von verallgemeinerten Funktionen oder Distributionen Gebrauch gemacht. Mithilfe der Distributionen können Lösungen der zeitlichen und räumlichen Ableitungen der Heaviside-Funktion definiert werden [122]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left\{ H \left(f(\vec{x}, t) \right) \right\} = \delta(f) \frac{\partial f}{\partial t} \quad (1.58)$$

Bzw.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ H \left(f(\vec{x}, t) \right) \right\} = \frac{\partial f}{\partial x_i} \delta(f) \quad (1.59)$$

Die Funktion $\delta(f)$ wird als Dirac-Funktion oder Delta-Distribution bezeichnet und ist vom Kronecker-Delta zu unterscheiden. Mithilfe der Delta-Distribution können Quellverteilungen auf Oberflächen realisiert werden, da sie nur bei $f = 0$, also auf der Oberfläche, einen von Null verschiedenen Wert aufweist. Ffowcs Williams und Hawkings haben die Kontinuitäts- und Impulsgleichung entsprechend der Distributionen umgeformt. Die weitere Herleitung erfolgt wiederum ähnlich zur Lighthill- bzw. Wellengleichung. Die resultierende Ffowcs Williams-Hawkings Gleichung (FW-H) ergibt sich zu [126]:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\partial^2}{\partial t^2} - c^2 \Delta \right) (\overline{\rho} - \rho_0) = & \frac{\partial}{\partial t} \left(\rho_0 v_n \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_i} \right) - \\ & \frac{\partial}{\partial x_i} \left(P_{ij} \delta(f) \frac{\partial f}{\partial x_j} \right) + \\ & \frac{\partial^2 \overline{T}_{ij}}{\partial x_i \partial x_j} \end{aligned} \quad (1.60)$$

Mit P_{ij} als spezielle Form des Drucktensors minus dem konstanten Wert $p_0 - \delta_{ij}$ [122]:

$$P_{ij} = p' \delta_{ij} - \tau_{ij} \quad (1.61)$$

In Gleichung 1.60 stellen $\overline{\rho - \rho_0} = (\rho - \rho_0)H(f)$ und $\overline{T_{ij}} = T_{ij}H(f)$ die verallgemeinerte Form der Dichteschwankung bzw. des Lighthill Spannungstensors dar. v_n im ersten Term der rechten Seite der Gleichung beschreibt die lokale Geschwindigkeit des bewegten Körpers normal zur Oberfläche S . Die Oberfläche S ist hierbei definiert durch $f = 0$, so dass die Bereiche innerhalb und außerhalb des Körpers einfach voneinander getrennt werden können. Die Oberfläche ist dabei strikt impermeabel, so dass das Fluid die Hilfsfläche auf der Körperoberfläche nicht durchdringen kann (vgl. [122, 126]). Unter Verwendung des D'Alembert- oder Wellen-Operators $\square^2$ und der Heaviside-Funktion kann die FW-H Gleichung kompakter geschrieben werden [127]:

$$\frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \Delta p' \equiv \square^2 p' = \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 v_n \delta(f)] - \frac{\partial}{\partial x_i} [p n_i \delta(f)] + \frac{\partial^2}{\partial x_i \partial x_j} [H(f) T_{ij}] \quad (1.62)$$

Gleichung 1.62 gilt nur für kleine Schwankungen womit $c^2(\rho - \rho_0)$ durch die Druckfluktuationen p' ersetzt werden kann. Weiterhin wurden im zweiten Term der rechten Seite die viskosen Schubspannungen auf den Oberflächen vernachlässigt, da ihr Beitrag in den meisten technischen Anwendungen gering ist (vgl. [128]). p entspricht dem lokalen Oberflächendruck und n_i dem nach außen gerichteten Einheitsvektor senkrecht zur Oberfläche.

Der große Vorteil der FW-H Gleichung besteht darin, dass den drei Termen der rechten Seite der Gleichung jeweils eine physikalische Bedeutung zugeschrieben werden kann. Der erste Term beschreibt Monopolquellen durch Fluidverdrängung des sich bewegenden Körpers. Der zweite Term beschreibt Dipolquellen durch Wechselkräfte auf den Oberflächen des Körpers und der dritte Term beschreibt Quadrupolschallquellen in der freien Strömung. Die Beiträge der Quellterme an der Gesamtschallabstrahlung können somit klar voneinander getrennt werden, was bei der Beurteilung der Schallentstehungsmechanismen von weitreichender Bedeutung ist.

Um die Schallabstrahlung zu einer bestimmten Beobachterposition mithilfe der FW-H Gleichung berechnen zu können, müssen die Quellterme numerisch bestimmt werden. Dazu wird Gleichung 1.60 unter Verwendung der Greenschen Funktion der Wellengleichung im freien dreidimensionalen Raum in eine Integralschreibweise umgeformt. Es entstehen zwei Oberflächenintegrale, welche die Monopol- und Dipolschallquellen umfassen sowie ein Volumenintegral, welches die Quadrupolschallquellen beschreibt. Da das Volumenintegral numerisch nur mit hohem rechnerischen Aufwand berechnet werden kann, sind als Erweiterung der klassischen (impermeablen) FW-H Gleichung spezielle Lösungen gefunden worden. Diese erlauben es, das Volumenintegral als Oberflächenquellen auf einer imaginären Oberfläche abzubilden, die den Bereich der Schallentstehung umschließt. Da die Oberfläche durchlässig für sämtliche Variablen ist, werden diese Ansätze als permeable

FW-H Modelle bezeichnet (z.B. [127, 129]). Diese Modelle bieten unter anderem den Vorteil, dass sie bei Wahl der Quelloberfläche auf dem Körper wieder in die ursprüngliche FW-H Gleichung übergehen.

In dieser Arbeit wird für die akustischen Optimierungen eine spezielle Lösung der permeablen FW-H Gleichung genutzt, die für Unterschallströmungen angewendet werden kann und nur Oberflächenquellterme berücksichtigt. Die Gleichung wird als Formulierung 1A von F. Farassat bezeichnet und wurde bereits vielfach auf rotierende Systeme wie Hubschrauber-Rotoren, Propeller oder Windkraftanlagen angewendet (z.B. [130, 131]). Farassats Formulierung 1A ist eine numerisch effiziente Integralform der FW-H Gleichung. Mithilfe dieser kann direkt aus der Schaufelbelastung, die mittels TD1 bestimmt wird, der Schalldruckverlauf über ein vorgegebenes Zeitintervall bei einer stationären Beobachterposition berechnet werden. Daraus kann anschließend die spektrale Zusammensetzung sowie der Gesamtschalldruckpegel bestimmt und für Optimierungszwecke verwendet werden (vgl.[132]). Für eine genaue Beschreibung der Formulierung 1A von Farassat siehe z.B. [127, 128, 130, 132, 133].

1.7 Numerische Strömungssimulationen

Das Ziel einer CFD-Simulation ist die Berechnung der notwendigen Variablen des Strömungsfeldes zur Beschreibung der zu untersuchenden Aufgabenstellung mit einer hinreichenden Genauigkeit. Die zu berechnenden Variablen und die erforderliche Genauigkeit können dabei je nach Anwendungsfall unterschiedlich sein. Für die meisten Strömungsphänomene auf makroskopischer Ebene können der molekulare Aufbau des Mediums sowie die Molekularbewegung vernachlässigt und die Fluide als kontinuierliche Substanz beschrieben werden, die als Kontinuum bezeichnet wird. Das Verhalten des Kontinuums kann mithilfe lokaler Variablen wie Druck, Dichte, Temperatur und Geschwindigkeit sowie deren Orts- und Zeitableitungen beschrieben werden (vgl. [134, 135]).

Das mathematische Modell zur Beschreibung dieses Verhaltens basiert auf den fundamentalen Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie. Die Erhaltungsgleichungen werden in der klassischen Kontinuumsmechanik, insbesondere bei der Bewegung von Festkörpern hergeleitet, indem eine festgelegte Kontrollmasse betrachtet und deren Eigenschaften untersucht bzw. bilanziert werden. Man unterscheidet dabei zwischen der Lagrange und der Euler Betrachtungsweise. Da die Untersuchung einer festgelegten Masse in einem strömenden Medium schwierig ist, wird in der Fluidodynamik die Kontrollvolumenmethode angewendet. Hierbei wird ein festgelegtes Volumen des Fluides und dessen Eigenschaften untersucht. Bei der Lagrange Betrachtungsweise bewegt sich das Kontrollvolumen bzw. ein Fluidelement mit der Strömung. Die Betrachtungsweise nach Euler fixiert die Beobachterposition im Raum und lässt das Kontrollvolumen vom Fluid durchströmen. Beide

Verfahren haben Vor- und Nachteile bezüglich der mathematischen Beschreibung und numerischen Handhabung und können je nach Aufgabenstellung variiert werden. Bei den meisten CFD-Simulationen hat sich jedoch die Euler Betrachtungsweise durchgesetzt (vgl. [136]).

Ausgangspunkt der Herleitung aller fünf Erhaltungsgleichungen (Masse, Impuls in drei Raumrichtungen sowie Energie) bildet die generische Erhaltungsgleichung für eine beliebige Erhaltungseigenschaft ϕ innerhalb des Kontrollvolumens [134, 135]:

$$\underbrace{\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \phi dV}_{\text{Änderungsrate von } \phi \text{ innerhalb des Kontrollvolumens}} + \underbrace{\int_S \rho \phi \vec{v} \cdot \vec{n} dS}_{\text{Nettofluss von } \phi \text{ durch die Kontrollvolumenoberfläche}} = \underbrace{\int_S \Gamma \nabla \phi \cdot \vec{n} dS}_{\text{Änderungsrate von } \phi \text{ durch diffusiven Transport}} + \underbrace{\int_V q_\phi dV}_{\text{Änderungsrate von } \phi \text{ aufgrund von Quellen und Senken}} \quad (1.63)$$

Hierbei stellen V und S das Volumen bzw. die Oberfläche des Kontrollvolumens dar. $\vec{v}$ bezeichnet die Fluidgeschwindigkeit¹, $\vec{n}$ den nach außen gerichteten Einheitsvektor senkrecht zu S und Γ den Diffusionskoeffizienten von ϕ . Mit q_ϕ werden Quellen und Senken von ϕ bezeichnet.

Die Gleichung der Massenerhaltung oder Kontinuitätsgleichung folgt direkt aus der Transportgleichung für das Kontrollvolumen, wenn $\phi = 1$ und Diffusion sowie Quell- und Senkterme zu Null gesetzt werden [134, 135, 137]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho dV + \int_S \rho \vec{v} \cdot \vec{n} dS = 0 \quad (1.64)$$

Die koordinatenfreie Differentialform der Kontinuitätsgleichung für ein unendlich kleines Kontrollvolumen ist in Gleichung 1.50 links dargestellt.

Die Impulsgleichung basiert auf dem zweiten newtonschen Gesetz, wonach die Änderung des Impulses eines Partikels gleich der Summe aller auf ihn wirkenden Kräfte ist. ϕ wird in diesem Fall mit $\vec{v}$ ersetzt. Die Kräfte, die auf das Kontrollvolumen wirken, können in Volumenkräfte wie Gravitation, Zentrifugal- und Corioliskräfte sowie Oberflächenkräfte aus Druck, Normal- und Schubspannungen zerlegt werden. Die Impulsgleichung ergibt sich dann allgemein zu [134]:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho \vec{v} dV + \int_S \rho \vec{v} \vec{v} \cdot \vec{n} dS = \int_S \mathcal{T} \cdot \vec{n} dS + \int_V \rho \vec{f} dV \quad (1.65)$$

¹In diesem Fall wird die eulersche Betrachtungsweise verwendet, womit das Kontrollvolumen stationär ist und dessen Geschwindigkeit nicht berücksichtigt werden muss.

Hierbei sind unter $\vec{f}$ alle Volumenkräfte pro Masseneinheit zusammengefasst. $\mathcal{T}$ ist der Spannungstensor $\mathcal{T} = -p\mathcal{I} + \tau$ in welchem die Normal- und Schubspannungen enthalten sind und der die molekulare Transportrate des Impulses beschreibt. Für den häufigsten Anwendungsfall newtonscher Fluide ergibt sich $\mathcal{T}$ [134]:

$$\mathcal{T} = - \left(p + \frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \vec{v} \right) \mathcal{I} + 2\mu \mathcal{D} \quad (1.66)$$

p beschreibt hierbei den statischen Druck und μ die dynamische Viskosität. $\mathcal{I}$ und $\mathcal{D}$ sind der Einheits- bzw. Deformationsgeschwindigkeitstensor. $\mathcal{D}$ stellt den symmetrischen Anteil des Geschwindigkeitsgradiententensors $\nabla \vec{v}$ dar [134, 137]:

$$\mathcal{D} = \frac{1}{2} \left[\nabla \vec{v} + (\nabla \vec{v})^T \right] \quad (1.67)$$

Eine allgemeine koordinatenfreie Differentialform der Impulsgleichung für newtonsche Fluide kann unter Verwendung des Gauß-Theorems formuliert werden [134]:

$$\frac{\partial(\rho \vec{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = \nabla \cdot \mathcal{T} + \rho \vec{f} \quad (1.68)$$

Die Impulsgleichung für newtonsche Fluide (1.68) wird allgemein als Navier-Stokes-Gleichung bezeichnet. Abweichend von der Begriffsverwendung in dieser Arbeit, werden insbesondere im Bereich der numerischen Strömungssimulationen die Erhaltungsgleichungen zusammengefasst auch als Navier-Stokes-Gleichungen bezeichnet. Für den Fall, dass die Mach-Zahlen unterhalb von etwa 0,3 liegen, kann das Fluid wiederum als inkompressibel angenommen werden. Werden die Spannungen in einen Normal- und einen Schubspannungsanteil zerlegt, ergibt sich die häufig in der Literatur zu findende Form der inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichung [137]:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} \right] = -\nabla p + \mu \Delta \vec{v} + \vec{f} \quad (1.69)$$

Wird das Fluid zusätzlich als isotherm angenommen, ist neben der Dichte auch die Viskosität konstant und die Gleichung kann durch ρ geteilt werden [134]:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \Delta \vec{v} + \vec{f} \quad (1.70)$$

ν bezeichnet die kinematische Viskosität mit $\nu = \frac{\mu}{\rho}$. Die linke Seite der Gleichung 1.70 wird zusammengefasst als totale oder substantielle Beschleunigung des Fluids bezeichnet und besteht aus lokaler und konvektiver Beschleunigung:

$$\underbrace{\frac{D\vec{v}}{Dt}}_{\text{Totale Beschleunigung}} = \underbrace{\frac{\partial \vec{v}}{\partial t}}_{\text{Lokale Beschleunigung}} + \underbrace{(\nabla \cdot \vec{v}) \vec{v}}_{\text{Konvektive Beschleunigung}} \quad (1.71)$$

Wird die Viskosität innerhalb der Strömung vernachlässigt und zu Null gesetzt, wie es in freien Strömungen weit weg von Wänden bei verhältnismäßig hohen Reynolds-Zahlen in guter Näherung gemacht werden kann, ergibt sich aus der inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichung die Euler-Gleichung:

$$\frac{\partial \vec{v}}{\partial t} + (\vec{v} \cdot \nabla) \vec{v} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \vec{f} \quad (1.72)$$

Die Energiegleichung ergibt sich aus dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik, wonach sich die Änderung der inneren Energie eines Systems aus der am bzw. vom System verrichteten Arbeit und dem Wärmestrom über die Systemgrenzen ergibt. Für ϕ wird in diesem Fall die spezifische Enthalpie h eingesetzt und es ergibt sich [134]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \rho h dV + \int_S \rho h \vec{v} \cdot \vec{n} dS = \int_S k \nabla T \cdot \vec{n} dS + \\ \int_V (\vec{v} \cdot \nabla p + \tau : \nabla \vec{v}) dV + \frac{\partial}{\partial t} \int_V p dV \end{aligned} \quad (1.73)$$

Hierbei bezeichnet k die Wärmeleitfähigkeit des Fluids und T die Temperatur. Der erste Quellterm auf der rechten Seite der Gleichung beschreibt die von den viskosen Kräften verrichtete Arbeit. Der Term $\tau : \nabla \vec{v}$ beschreibt dabei die viskose Dissipation von kinetischer Energie, wobei der Doppelpunkt das Skalarprodukt aus viskosem Spannungstensor τ bzw. τ_{ij} und Geschwindigkeitsgradiententensor $\nabla \vec{v}$ beschreibt (auch als Frobenius-Skalarprodukt bezeichnet). In den meisten Fällen kann die Erwärmung des Fluides durch die viskose Dissipation vernachlässigt werden. Der zweite Quellterm beschreibt die vom Druck verrichtete Arbeit. Wird die Strömung als inkompressibel angenommen, können beide Quellterme vernachlässigt werden (vgl. [134, 138, 139]). Mithilfe des Fourier-Gesetzes der Wärmediffusion $\dot{q} = -k \nabla T$, wobei $\dot{q}$ die Wärmestromdichte bezeichnet, kann der diffusive Term umgeformt werden. Eine koordinatenfreie Form ergibt sich zu [139]:

$$\frac{\partial(\rho h)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} h) = -\nabla \cdot \dot{q} + \nabla \cdot (\mathcal{T} \cdot \vec{v}) + \frac{\partial p}{\partial t} \quad (1.74)$$

Zur Lösung des Systems aus den beschriebenen Erhaltungsgleichungen sind weitere Zusammenhänge notwendig, da mehr unbekannte Strömungsvariablen als unabhängige Gleichungen vorhanden sind. Diese Zusammenhänge werden durch Zustandsgleichungen und materialspezifische Abhängigkeiten zur Verfügung gestellt, die von der Art des zu betrachtenden Systems abhängen. Für die Idealgas-Näherung, die häufig eine gute Approximation darstellt, können die thermische und kalorische Zustandsgleichung genutzt werden [134, 137]:

$$p = \rho R_i T \quad (1.75)$$

$$dh = c_p dT \quad (1.76)$$

Hierbei sind R_i die spezifische Gaskonstante und c_p die spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck. Die meisten modernen kommerziellen CFD-Softwarelösungen bieten eine ganze Reihe weiterer Zusammenhänge an, die auch für Realgase genutzt werden können.

Die Erhaltungsgleichungen für Masse, Impuls und Energie bilden ein System aus gekoppelten, nichtlinearen, partiellen Differentialgleichungen die äußerst komplex und schwer zu lösen sind. Nur für einige wenige Sonderfälle können analytische Lösungen gefunden werden, deren reale Anwendung aber meist begrenzt ist. Mit numerischen Methoden können unter Verwendung geeigneter Diskretisierungsverfahren Näherungslösungen der Erhaltungsgleichungen an diskreten Stellen im betrachteten System berechnet werden. Dazu muss das zu untersuchende Modell mithilfe eines numerischen Gitters räumlich in eine endliche Anzahl kleiner Teilgebiete bzw. Kontrollvolumina zerlegt werden, für welche die Approximationen der Erhaltungsgleichungen individuell gelöst werden. Die genaue numerische Handhabung der Approximationen und Interpolationen, die Anforderungen an das Gitter sowie dessen Generierung hängen stark vom verwendeten Diskretisierungsverfahren ab.

Viele kommerzielle CFD-Softwarelösungen nutzen die Finite-Volumen-Methode, bei welcher das Strömungsfeld in eine endliche Anzahl kleiner, sich nicht überlappender Kontrollvolumina zerlegt wird. Für jedes Kontrollvolumen werden die Integralformen der Erhaltungsgleichungen gelöst und die Strömungsvariablen im sich in der Mitte bzw. im Schwerpunkt des Kontrollvolumens befindlichen Rechenknoten gespeichert. Zur Bestimmung der Variablen auf den Kontrollvolumenoberflächen werden verschiedene Interpolationsverfahren verwendet. Die Finite-Volumen-Methode bietet sich insbesondere bei der Handhabung komplexer Geometrien an, da sie auf jeden Gittertyp angewendet werden kann. Die konservativen Eigenschaften der Erhaltungsgleichungen bleiben bei der Methode unverändert, insofern die Oberflächenintegrale der konvektiven und diffusiven Flüsse für benachbarte Kontrollvolumenoberflächen einheitlich gelöst werden. Dadurch eignet sich die Finite-Volumen-Methode besonders für strömungsmechanische Anwendungen (vgl. [134]). Für eine detaillierte Beschreibung des Verfahrens und weiterer Methoden wie dem Finite-Differenzen- oder dem Finite-Elemente-Verfahren sowie genutzten Interpolationsverfahren und Diskretisierungsschemata wird auf einschlägige Literatur wie [134–136] bzw. auf konkrete Softwarebeschreibungen wie [138, 139] verwiesen.

Wenn die betrachtete Strömung von kleinen charakteristischen Längenskalen dominiert wird und die Strömungsgeschwindigkeit klein ist, überwiegen die viskosen Kräfte im Fluid gegenüber den Trägheitskräften. Dieser Strömungszustand wird als laminare Strömung bezeichnet. Laminare Strömungen sind sowohl zeitlich als auch räumlich weitestgehend stabil und geordnet womit die Erhaltungsgleichungen in diesem Fall verhältnismäßig einfach von moderner CFD-Software gelöst werden können (vgl. [140]).

Zur Charakterisierung des Strömungszustandes wird die dimensionslose Reynolds-Zahl Re genutzt [141, 142]:

$$Re = \frac{\rho \mathcal{U} \mathcal{L}}{\mu} = \frac{\mathcal{U} \mathcal{L}}{\nu} \quad (1.77)$$

Die Reynolds-Zahl beschreibt das Verhältnis von Trägheitskräften, welche durch eine charakteristische Geschwindigkeit $\mathcal{U}$ und eine charakteristische Länge $\mathcal{L}$ des jeweiligen Problems beschrieben werden, zu viskosen bzw. Reibungskräften. Überschreitet die Reynolds-Zahl einen situativen Grenzwert, überwiegen die Trägheitskräfte gegenüber den viskosen Kräften. Ab diesem als kritische Reynolds-Zahl bezeichnetem Schwellwert reicht die dämpfende Wirkung der Viskosität nicht mehr aus, um kleine Störungen im Fluid zu unterdrücken womit die Strömung instabil wird. Dieser Zustand wird als turbulente Strömung bezeichnet. Turbulente Strömungen weisen eine Reihe von Merkmalen wie Instationarität, Dreidimensionalität, Wirbel und große Skalenunterschiede auf, womit die numerische Handhabung wesentlich komplizierter wird (vgl. [134]). Insbesondere die großen zeitlichen und räumlichen Skalenunterschiede machen eine direkte numerische Lösung der Erhaltungsgleichungen für turbulente Strömungen nur mit äußerst großem rechnerischen Aufwand möglich, der mit Re^3 ansteigt [134].

Ingenieurtechnisch relevante Strömungen sind bis auf wenige Ausnahmen turbulent und die direkte numerische Simulation (DNS) beispielsweise eines Radialventilators mit angeschlossenem Auslasskanal ist selbst auf den aktuell leistungsstärksten Supercomputern nicht praktikabel. Eine sinnvolle Anwendung in der industriellen Praxis ist daher momentan undenkbar. Aus diesem Grund sind im Laufe der Zeit eine Reihe von Methoden entwickelt worden um turbulente Strömungen numerisch mit vertretbarem Aufwand und möglichst wenig Informationsverlust abbilden zu können. Die Methoden unterscheiden sich dabei im theoretischen Ansatz mitunter stark voneinander. Grundsätzlich kann aber eine grobe Kategorisierung anhand des Verhältnisses von tatsächlich aufgelöster zu modellierter Turbulenz vorgenommen werden. Tabelle 1.2 gibt eine Übersicht der Turbulenzmethoden, absteigend im Grad der Auflösung turbulenter Strukturen.

Die direkte numerische Simulation stellt den genauesten und konzeptionell simpelsten Ansatz zur Turbulenzabbildung dar. Die Erhaltungsgleichungen werden hier ohne den Einsatz statistischer Mittellungen oder anderen, außer denen für die numerischen Methoden notwendigen, Approximationen gelöst (vgl. [134]). Wie bereits beschrieben ist der rechnerische Aufwand jedoch enorm. Zur korrekten Lösung der Erhaltungsgleichungen ist es erforderlich, die gesamte Längenskala der Turbulenz räumlich aufzulösen. Dabei erreichen die größten in der Strömung vorhandenen turbulenten Wirbel¹ in vielen Fällen etwa die Dimension des physikalischen Strömungsgebietes (beispielsweise den Rohrdurchmesser bei Rohrströmungen) [141]. Die kleinsten in der Strömung vorkommenden Strukturen haben

¹Im englischen werden turbulente Wirbel bzw. Turbulenzballen als *eddies* bezeichnet, um sie von gewöhnlichen Wirbelstrukturen zu unterscheiden.

Tabelle 1.2: Übersicht verschiedener Methoden zur numerischen Handhabung turbulenter Strömungen.

Bezeichnung	Verhältnis von aufgelöster zu modellierter Turbulenz	Anmerkungen
Direkte numerische Simulation (DNS)	Das gesamte turbulente Spektrum wird aufgelöst	Genaueste aber rechenintensivste Methode
Large Eddy Simulation (LES)	Der Großteil des turbulenten Spektrums wird aufgelöst, kleinskalige Strukturen werden modelliert	Der Rechenaufwand bleibt hoch ist aber für viele Anwendungen vertretbar
Hybride Methoden	Ähnlich der LES	Hybride Methoden bilden einen Kompromiss zwischen reinen LES bzw. RANS Simulationen
RANS Modelle	Das gesamte turbulente Spektrum wird modelliert	Ungenauste aber günstigste und häufig ausreichende Methode für praktische Anwendungen

eine Größe die von der Viskosität des Fluids und der Dissipationsrate der turbulenten kinetischen Energie ϵ abhängt. Bei dieser als Kolmogorov-Längenskala¹ bezeichneten Größe $\eta = (\nu^3/\epsilon)^{1/4}$ verfügen die Turbulenzballen nicht mehr über ausreichend turbulente kinetische Energie k um die viskosen Kräfte zu überwinden. Die kinetische Energie dissipiert somit als Wärme in das Fluid. Das Strömungsgebiet muss demnach auch diese kleinste Längenskala sinnvoll auflösen. Da auch an die zeitliche Diskretisierung hohe Anforderungen gestellt werden, resultiert der hohe Rechenaufwand für die direkte numerische Simulation. Anwendung findet die DNS daher hauptsächlich zu Forschungszwecken bei niedrigen bis moderaten Reynolds-Zahlen beispielsweise zur Validierung neuer Turbulenzmodelle, der Erforschung der Turbulenz und Effekten wie laminar-turbulenter Transition oder der Substitution aufwendiger bzw. unmöglicher Experimente (vgl. [134, 141]).

Die Large Eddy Simulation (LES), im deutschsprachigen Raum als Grobstruktursimulation bezeichnet, findet häufig dort Anwendung, wo die Reynolds-Zahlen zu groß oder die Geometrien zu kompliziert sind um eine direkte numerische Simulation durchzuführen. Bei der LES wird die Tatsache genutzt, dass die großskaligen Wirbel deutlich energiereicher gegenüber den kleinen sind und damit die effektiven Träger der Erhaltungsgrößen darstellen. Es bietet sich daher an, die großen Strukturen wie bei der DNS direkt aufzulösen, während die kleinen Strukturen auf geeignete Weise modelliert werden. Diese Aufteilung kann mithilfe eines auf die Erhaltungsgleichungen angewendeten Filters erreicht werden.

¹Nach dem russischen Mathematiker Andrei Kolmogorov.

Die Filterung trennt die Strömungsvariablen in auflösbare und kleinskalige¹ Anteile. Dabei entstehen durch die Filterung des nichtlinearen konvektiven Beschleunigungsterms in der Navier-Stokes-Gleichung zusätzliche Terme, die in einem Kleinskalen-Spannungstensor zusammengefasst werden (vgl. [134]). Da der Tensor die groß- und kleinskaligen Wirbelbewegungen verknüpft, wobei letztere unbekannt sind, ist die Gleichung nicht geschlossen. Der Kleinskalen-Spannungstensor muss daher auf geeignete Weise modelliert werden, wofür unterschiedliche Ansätze wie beispielsweise das Smagorinsky und das dynamische Smagorinsky-Lilly Modell oder das WALE Modell (*Wall-Adapting Local Eddy-Viscosity*) entwickelt wurden [138–141]. In einer guten LES sollten etwa 80 % des turbulenten Spektrums aufgelöst und 20 % durch das Kleinskalen-Modell modelliert werden. In einigen Fällen können auch mit einem geringeren Anteil der aufgelösten Turbulenz gute Ergebnisse erzielt werden, wobei man dann von VLES-Simulationen (*Very Large Eddy Simulation*) spricht [141].

Unter hybriden Methoden werden eine Reihe von Ansätzen zusammengefasst, die verschiedene Bereiche oder Strömungszustände auf unterschiedliche Weise handhaben. Eine der ersten entwickelten hybriden Methoden ist die *Detached Eddy Simulation* - DES. Die DES Methode verbindet die Large Eddy Simulation für freie Strömungsbereiche mit der nachfolgend beschriebenen RANS-Methode zur Modellierung der wandnahen Strömung. Da die Netzanforderungen bei RANS-Modellen nicht so hoch sind, kann damit eine der Haupteinschränkungen der LES bezüglich der Auflösung der Grenzschichten umgangen werden. Die Bezeichnung der Methode leitet sich daher ab, dass anliegende Strömungsbereiche vom RANS-Modell modelliert und abgelöste (engl. *detached*) Strömungsbereiche mittels LES simuliert werden. Die ursprüngliche DES Formulierung nutzt zum Umschalten zwischen den Methoden explizit die Zellgröße des numerischen Gitters. Bei einem zu feinen Gitter in Wandnähe kann dies unter Umständen zu einem fälschlichen Wechsel zum LES Modell innerhalb der noch anliegenden Grenzschicht führen. Eine dadurch bedingte Verringerung der Wirbelviskosität führt zum gitter-induzierten Ablösen der Grenzschicht, was einen wesentlichen Nachteil der DES darstellt. Daher ist die Handhabung der Umschaltung bereits mehrfach weiterentwickelt und verbessert worden (vgl. [143, 144]).

Eine in vielen Situationen zur DES ähnliche Methode ist die Scale-Adaptive Simulation (SAS). Die SAS stellt eine Erweiterung instationärer RANS-Simulationen dar, wobei die zweite Ableitung des Geschwindigkeitsfeldes in die jeweilige Gleichung zur Beschreibung der turbulenten Längenskala eingeführt wird. Der Term wird als von Karman Längenskala bezeichnet und führt dazu, dass das Scale-Adaptive Simulation Modell dynamisch an bereits aufgelöste Strukturen angepasst werden kann. Dadurch kann ein LES ähnliches Verhalten in der freien Strömung, ohne die Gefahr der gitter-induzierten Ablösung,

¹Kleinskalig ist in diesem Zusammenhang mit der Filterweite in Bezug zu setzen und muss nicht unmittelbar mit der Gittergröße oder der Kolmogorov-Längenskala im Zusammenhang stehen. Daher ist die englische Bezeichnung *subgrid-scale* für die kleinskaligen Terme etwas irreführend [134].

erreicht werden. In stabilen Strömungsbereichen können einfache RANS Formulierungen genutzt werden, was die SAS zu einer guten Alternative bei hohen Reynolds-Zahlen und komplexen Geometrien macht (vgl. [145]).

Die Methoden zur Beschreibung turbulenter Strömungen, die den geringsten rechnerischen Aufwand versprechen werden allgemein unter RANS-Modellen zusammengefasst. Die Bezeichnung RANS, für die englische Bezeichnung der Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen, leitet sich aus der statistischen Beschreibung der Instationarität in den Gleichungen ab. Die Strömungsvariablen können bei statistisch stationärer Strömung in einen Mittelwert und einen Schwankungswert zerlegt werden, was im Allgemeinen als Reynolds-Mittelung bezeichnet wird [134]:

$$\phi(x,y,z,t) = \bar{\phi}(x,y,z) + \phi'(x,y,z,t) \quad (1.78)$$

Dabei stellt ϕ wiederum eine beliebige Erhaltungseigenschaft dar. Der waagerechte Strich über der Variable kennzeichnet den Mittelwert und das Apostroph den Schwankungswert der Variable. Die Mittellung kann je nach Anwendungsfall über eine zeitliche oder eine Ensemblemittelung realisiert werden. In technisch relevanten Strömungen sind es vor allem die Mittelwerte der Strömungsvariablen, die der Beschreibung integraler Werte wie Auftrieb oder Druckaufbau dienen. Daher werden die Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls, zusätzlich zur Einführung der Reynolds-gemittelten Variablen, ebenfalls gemittelt. Daraus ergeben sich die Reynolds-gemittelte Kontinuitäts- und Impulsgleichung, die zusammen als Reynolds- oder RANS-Gleichungen bezeichnet werden. Für inkompressible Strömungen ohne Körperkräfte können diese in Indexnotation wie folgt geschrieben werden [134]:

$$\frac{\partial(\rho\bar{v}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (1.79)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{v}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho\bar{v}_i\bar{v}_j + \rho\overline{v'_i v'_j} \right) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial\bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (1.80)$$

$\bar{\tau}_{ij}$ in der Impulsgleichung entspricht dem mittleren viskosen Spannungstensor. Da sich gemittelte Schwankungswerte $\bar{\phi}'$ zu Null ergeben, folgt, dass lineare Terme wie in der Kontinuitätsgleichung mit der entsprechenden gemittelten Variable ausgedrückt werden können. Aufgrund des nichtlinearen konvektiven Terms in der Impulsgleichung entstehen jedoch die zusätzlichen Terme $\rho\overline{v'_i v'_j}$, welche die Wechselwirkung der Schwankungsgrößen mit der mittleren Strömung beschreiben und nicht vernachlässigt werden können [136].

Die Terme werden als Reynolds-Spannungen bezeichnet und im Reynolds-Spannungstensor τ'_{ij} zusammengefasst [136]:

$$\tau'_{ij} = \rho \overline{v'_i v'_j} \quad \text{bzw.} \quad \tau' = \rho \begin{bmatrix} \overline{v_x'^2} & \overline{v'_x v'_y} & \overline{v'_x v'_z} \\ \overline{v'_y v'_x} & \overline{v_y'^2} & \overline{v'_y v'_z} \\ \overline{v'_z v'_x} & \overline{v'_z v'_y} & \overline{v_z'^2} \end{bmatrix} \quad (1.81)$$

Da es sich um einen symmetrischen Tensor handelt, sind durch die Mittelung sechs unabhängige Unbekannte entstanden, ohne dass neue Gleichungen hinzugekommen sind. Aufgrund dieser als Schließungsproblem bezeichneten Tatsache ergibt sich die Notwendigkeit der Modellierung des Reynolds-Spannungstensors mithilfe verschiedener Ansätze. Die vor allem in der industriellen Praxis am häufigsten eingesetzten Modelle basieren auf der Boussinesq-Approximation und werden als Wirbelviskositätsmodelle bezeichnet. Diese Modelle basieren auf der Annahme, dass die Reynolds-Spannungen durch eine, aufgrund der turbulenten Fluktuationen hervorgerufene, erhöhte Viskosität beschrieben werden können. Diese turbulente Viskosität wird als Wirbelviskosität μ_t bezeichnet. Die Reynolds-Spannungen ergeben sich somit zu [134]:

$$-\rho \overline{v'_i v'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{v}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{v}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho \delta_{ij} k \quad (1.82)$$

In Gleichung 1.82 bezeichnet k die turbulente kinetische Energie [134]:

$$k = \frac{1}{2} \overline{v'_i v'_i} = \frac{1}{2} (\overline{v_x'^2} + \overline{v_y'^2} + \overline{v_z'^2}) \quad (1.83)$$

Die Wirbelviskosität muss auf geeignete Weise modelliert werden, wofür unterschiedliche Ansätze existieren. Aus einer Dimensionsbetrachtung ergibt sich, dass die Wirbelviskosität mithilfe eines charakteristischen Geschwindigkeits- und eines charakteristischen Längsmaßes beschrieben werden kann. Je nachdem wie viele zusätzliche Transportgleichungen zur Bestimmung dieser beiden Parameter gelöst werden, wird zwischen Null-, Ein- und Zweigleichungsmodellen unterschieden. Die am weitesten verbreiteten sind das k - ϵ und das k - ω Modell sowie Verbindungen beider Modelle. Bei diesen Zweigleichungsmodellen wird angenommen, dass aufgrund der turbulenten Energiekaskade ein Gleichgewicht zwischen Erzeugung und Dissipation der Turbulenz vorliegt. In diesem Fall kann die turbulente Dissipationsrate ϵ (bzw. die spezifische Dissipationsrate $\omega \sim \epsilon/k$) zur Beschreibung der turbulenten Längenskala genutzt werden. Beide Modelle nutzen die Transportgleichung der turbulenten kinetischen Energie k zur Bestimmung des turbulenten Geschwindigkeitsmaßes. Für eine vollständige Beschreibung der Wirbelviskositätsmodelle und weiterer Ansätze wie Reynolds-Spannungs-Modellen, der Implementierung von Randbedingungen und Handhabung wandnaher Bereiche empfiehlt sich einschlägige Literatur wie z.B. [140, 141].

Kapitel 2

Optimierung

2.1 Referenzventilator

Als Ausgangspunkt für die evolutionäre Optimierung der Schaufelform dient ein invers ausgelegter Referenzventilator. Der Ventilator ist unter Verwendung der voreingestellten Standardwerte der Schaufelbelastungsparameter für Radialventilatoren in *TURBODesign 1* ausgelegt, welche sich für viele Anwendungsfälle als gute Startpunkte herausgestellt haben. Der Auslegungspunkt entspricht einem typisch für Radialventilatoren geeigneten Anwendungsfall. Tabelle 2.1 zeigt die Eingangsparameter zur Vorauslegung der Hauptabmessungen und Festlegung der Meridionalgeometrie mithilfe des eindimensionalen Codes *TURBODesign Pre*.

Tabelle 2.1: Eingangsparameter zur Vorauslegung der Hauptabmessungen des Referenzventilators mit *TURBODesign Pre*.

Parameter	Bezeichnung	Wert	Anmerkungen
Totaldruckaufbau	Δp_{tot}	560 Pa	
Volumenstrom	$\dot{V}$	450 m ³ /h	
Antriebsdrehzahl	n	3250 1/min	
Fluiddichte	ρ	1,2 kg/m ³	Luft bei ca. 20 °C
Dyn. Viskosität	μ	$1,9 \cdot 10^{-5}$ Pa · s	Luft bei ca. 20 °C und Atmosphärendruck

Die vom Auslegungscode bestimmten Hauptabmessungen sind in Tabelle 2.2 zusammengefasst. Abbildung 2.1 zeigt die daraus entworfene Meridionalgeometrie. Einige Parameter sind im Zuge der Vorauslegung manuell angepasst worden, um Empfehlungen für die maximale normierte spezifische Förderarbeit $r\bar{V}_\theta^*$ bei Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln einzuhalten. Damit wird sichergestellt, dass die Geometrie der Schaufel und insbesondere der Schaufelhinterkante durch den anschließenden Inverse Design Solver *TURBODesign 1* nicht verzerrt wird, da dies zu Verlusten führen würde. Die Werte dieser Parameter sind mit einem × gekennzeichnet.

Tabelle 2.2: Hauptabmessungen und Parameter des Referenzventilatorlaufrades.

Parameter	Bezeichnung	Wert	Anmerkungen
Außendurchmesser	D_2	$200 \text{ mm}^\times$	Angepasst von 186 mm
Durchmesser Deckscheibe	$D_{1,DS}$	125 mm	
Durchmesser Nabe	$D_{1,Nabe}$	42 mm	
Eintrittsbreite	b_1^*	$29,2 \text{ mm}$	$b_1^* = \frac{(D_{1,DS}^2 - D_{1,Nabe}^2)}{4 \cdot 0,95 \cdot D_{1,DS}}$
Austrittsbreite	b_2	$21,3 \text{ mm}$	
Schaufelanzahl	B	$9^\times$	Angepasst von 10-12
Schaufeldicke	s	2 mm	
Schnelllaufzahl	σ	0,40	
Durchmesserzahl	δ	2,77	

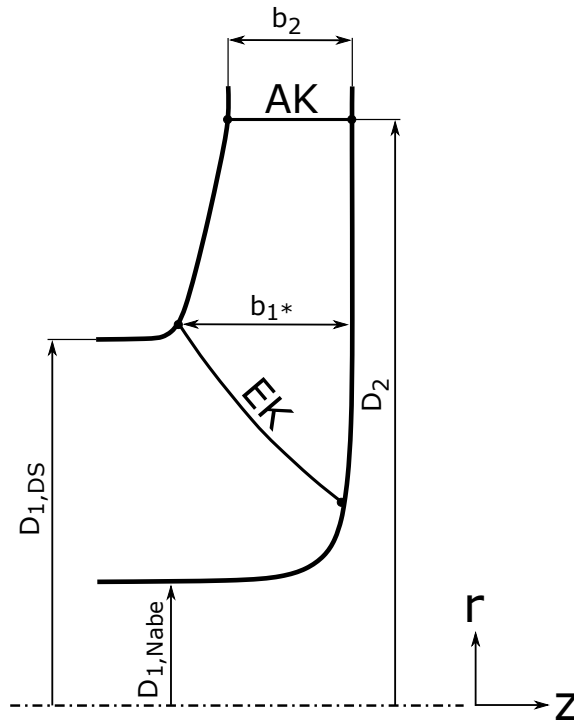


Abbildung 2.1: Meridionalgeometrie des Referenzventilators.

Die Hauptabmessungen sowie die Meridionalgeometrie werden anschließend an den Inverse Design Solver übergeben. Mit den in Tabelle 2.3 angegebenen Parametern und der sich daraus ergebenden, in Abbildung 2.2 gezeigten Schaufelbelastung, wird iterativ die Schaufelform berechnet. Die entstandene Schaufelgeometrie ist in Abbildung 2.3 dargestellt. Der für die experimentellen Untersuchungen genutzte physische Prototyp des Referenzventilators ist mittels Rapid Prototyping Verfahren gefertigt und in Abbildung 2.4 dargestellt.

Tabelle 2.3: Schaufelbelastungsparameter des Referenzventilators.

Bezeichnung	Wert
$r\bar{V}_{\theta\text{ EK,RS}}^*$	0
$r\bar{V}_{\theta\text{ EK,DS}}^*$	0
$r\bar{V}_{\theta\text{ AK,RS}}^*$	0,50
$r\bar{V}_{\theta\text{ AK,DS}}^*$	0,50
$DRV_{T\text{ EK,RS}}$	0
$DRV_{T\text{ EK,DS}}$	0
NC_{RS}	0,20
NC_{DS}	0,20
ND_{RS}	0,40
ND_{DS}	0,40
$Neig_{\cdot RS}$	0
$Neig_{\cdot DS}$	0

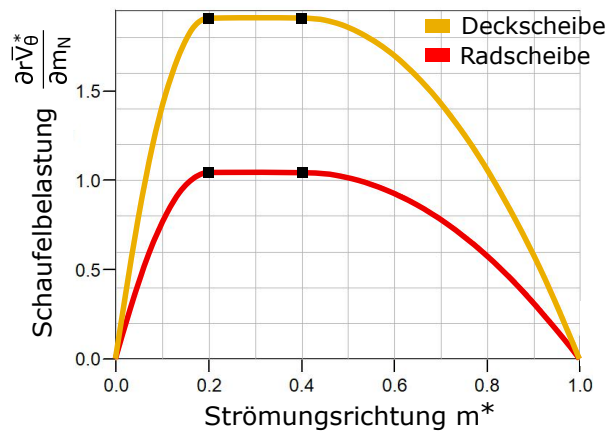


Abbildung 2.2: Schaufelbelastungsverteilung des Referenzventilators

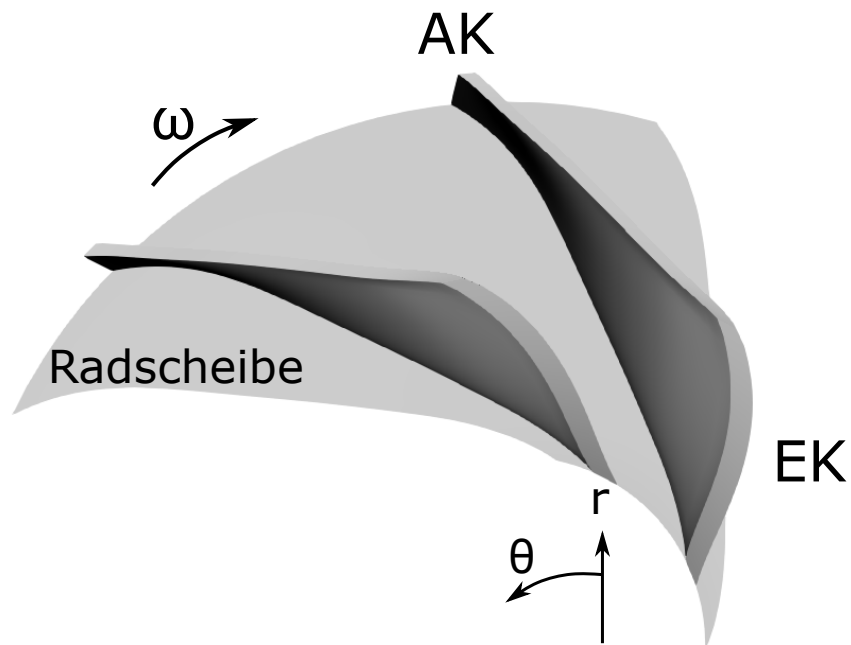


Abbildung 2.3: Berechnete Schaufelform des Referenzventilators. Die Abbildung zeigt zwei der neun Schaufeln ohne dargestellte Deckscheibe.

Die zur vollständigen Beschreibung des Ventilators notwendigen Maße bezüglich der Einlaufdüse und des Spiralgehäuses sind an die Richtlinien von L. Bommers und R. Grundmann sowie I. Horvat und F. Kameier angepasst [8, 9, 146]. Der Referenzventilator wird in zwei unabhängigen Optimierungsdurchläufen zum einen mit dem Ziel des hohen Wir-



Abbildung 2.4: Fotografische Ansicht des Referenzventilator-Prototyps.

kungsgrades und zum anderen einer niedrigen Schallabstrahlung bei gleichzeitig möglichst konstanter Leistungsfähigkeit optimiert. Dabei wird die direkte Optimierungsstrategie angewendet. Somit werden im Zuge der Optimierungen keine CFD-Simulationen durchgeführt. Die Zielfunktionswerte werden vom Inverse Design Solver *TD1* aus dem berechneten Strömungsgebiet bestimmt. Die unabhängigen Optimierungsdurchläufe sollen Rückschlüsse auf Unterschiede in der Schaufelgeometrie ermöglichen, die sich gegebenenfalls durch die vermeintlich gegensätzlichen Ziele des hohen Wirkungsgrades und der niedrigen Schallabstrahlung ergeben.

2.2 Wirkungsgradoptimierung

Der sich im Betrieb einstellende Gesamtwirkungsgrad eines Ventilators hängt von einer Vielzahl von Parametern sowie vom Zusammenwirken des Laufrades mit der Einlaufdüse und dem Spiralgehäuse ab. Daher kann der in den experimentellen Untersuchungen und numerischen Simulationen bestimmte Wirkungsgrad nach Gleichung 1.19 nicht konkret als Zielvorgabe in der direkten Optimierung mittels *TURBODesign 1* genutzt werden. Stattdessen werden Leistungsparameter genutzt, die aus dem invers bestimmten Strömungsfeld berechnet werden können und bei denen sich numerisch oder experimentell Korrelationen mit dem Wirkungsgrad nachweisen lassen. Bei einer Minimierung bzw. Maximierung dieser Parameter ist daher mit einer gesteigerten Leistungsfähigkeit des Ventilators zu rechnen. Für die Optimierung mit dem Ziel des hohen Wirkungsgrades werden als Zielfunktionen der Profilverlust- sowie der Sekundärströmungsbeiwert genutzt, wobei beide Funktionen minimiert werden, um den Einfluss der entsprechenden Verluste zu reduzieren.

Die Leistung einer Strömungsmaschine wird von einer Reihe von Verlustmechanismen beeinflusst. Die Verluste können je nach Entstehungsursache in verschiedene Kategorien unterteilt werden. Dazu zählen unter anderem Profilverluste und Sekundärströmungsverluste. Die Beschreibung der Mechanismen ist aufgrund des komplexen Strömungsfeldes innerhalb von Strömungsmaschinen und dem Zusammenwirken der einzelnen Ursachen schwierig. Daher sind bereits eine Reihe von Ansätzen zur Abschätzung der Verluste und Korrelationen zum Wirkungsgrad entwickelt worden.

Der Profilverlustbeiwert, der in *TD1* genutzt wird, basiert auf dem Ansatz von J. D. Denton [147]. Unter Profilverlusten werden Verluste aufgrund der Ausbildung einer Fluidgrenzschicht auf den Schaufeln von Strömungsmaschinen und betreffenden Effekten zusammengefasst. Dazu zählen ebenfalls Grenzschichtablösung und Wirbelbildung durch das Zusammentreffen unterschiedlich dicker Grenzschichten von Saug- und Druckseite an der Schaufelaustrittskante (vgl. [147, 148]). Ausgenommen sind dabei jegliche Einflüsse der Rad- und Deckscheibe. Denton führt die Profilverluste auf die Entropieerhöhung in der Fluidgrenzschicht zurück und hat daraus einen Profilverlustbeiwert ζ_s hergeleitet. Dieser kann mit Kenntnis der Geschwindigkeitsverteilung auf den Schaufeln und dem Dissipationskoeffizienten C_d abgeschätzt werden und ergibt sich zu [147]:

$$\zeta_s = 2 \sum \frac{l}{t \cos \alpha_{ref}} \int_0^1 C_d \left(\frac{v_{bl}}{v_{ref}} \right)^3 d(x/l) \quad (2.1)$$

Gleichung 2.1 ist ursprünglich für Axialmaschinen hergeleitet worden, kann jedoch auch auf Radialmaschinen angewendet werden. l und x stellen hierbei die Gesamtlänge der Schaufeloberfläche sowie die Position auf der Schaufel dar. t und α_{ref} sind die Schaufelteilung sowie ein Referenzanströmwinkel. v_{bl} zu v_{ref} entspricht dem Verhältnis der Geschwindigkeit auf der Schaufel zu einer Referenzgeschwindigkeit, die häufig mit der Anströmgeschwindigkeit festgelegt wird. Der Dissipationskoeffizient kann über verschiedene empirisch hergeleitete Korrelationen, die in Abhängigkeit zu einer speziellen Reynolds-Zahl auf Basis der Impulsverlustdicke stehen, abgeschätzt werden. Mithilfe der Summation werden die Beiträge von Saug- und Druckseite der Schaufeln zu einem Gesamtprofilverlustbeiwert zusammengefasst. Der Großteil der Verluste entsteht dabei auf der Schaufelsaugseite aufgrund der ausgeprägteren Grenzschicht sowie in Regionen mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten (vgl. [147]). *TD1* bietet die Möglichkeit einer separaten Betrachtung der Profilverlustbeiwerte für Saug- und Druckseite [92].

Der Sekundärströmungsbeiwert SF als zweite Zielfunktion stellt ein Maß für die Sekundärströmungsneigung auf der Schaufelsaugseite in meridionaler Richtung dar. Unter anderem M. W. Johnson und M. Zangeneh haben aufbauend auf Arbeiten von W. R. Hawthorne gezeigt, dass Sekundärströmungen in radialen Strömungsmaschinen allgemein durch eine Komponente der Absolutwirbelstärke in Stromlinienrichtung entstehen [97, 149]. Auf-

grund der schwierigeren Handhabbarkeit der Wirbelstärke kann diese in eine einfachere Druckform umgewandelt und die Sekundärströmungen durch Druckgradienten auf den Schaufeln und im Schaufelkanal beschrieben werden [94, 149]. Die Druckgradienten können auf Stromlinienkrümmung durch die Umlenkung der Strömung innerhalb des Laufrades, Zentrifugal- und Corioliskräfte aufgrund der Rotation, ungleichmäßige Anströmung sowie Grenzschichteffekte zurückgeführt werden [149, 150]. Der Hauptströmung wird dabei kinetische Energie entzogen, die größtenteils ungenutzt dissipiert. Weiterhin können Sekundärströmungen zu ungleichförmiger Abströmung führen, was eine erhöhte Schallabstrahlung nach sich ziehen kann.

M. Zangeneh et al. konnten numerisch sowie experimentell zeigen, dass die Intensität von Sekundärströmungen sehr gut mit den Gradienten eines speziell definierten Druckkoeffizienten korreliert [94, 95]. Dieser wird als reduzierter statischer Druckkoeffizient C_p bezeichnet und ergibt sich zu [94]:

$$C_p = \frac{p^* - p_r}{\frac{1}{2} \rho u_2^2} \quad (2.2)$$

Dabei stellen p^* den Totaldruck und p_r den reduzierten statischen Druck im rotierenden Bezugssystem dar¹. Diese ergeben sich für inkompressible stationäre Strömungen aus der Bernoulli-Gleichung im rotierenden System. Unter Vernachlässigung der geodätischen Höhe ergeben sich nach Johnson und Moore [150]:

$$p^* = p + \frac{\rho w^2}{2} - \frac{\rho u^2}{2} \quad (2.3)$$

$$p_r = p - \frac{\rho u^2}{2} \quad (2.4)$$

Es zeigt sich, dass Orte mit niedrigem reduzierten statischen Druck p_r Regionen darstellen, in welche niedrigerenergetisches Fluid durch Sekundärströmungen getrieben einströmt [94, 149]. Daher können die Gradienten des reduzierten statischen Drucks bzw. des reduzierten statischen Druckkoeffizienten C_p genutzt werden, um einen qualitativen Eindruck der Sekundärströmungen in Strömungsmaschinen zu erhalten. Dabei wird zwischen Sekundärströmungen in Spannweitenrichtung (Deckscheibe-Radscheibe) und in Umfangsrichtung (Druckseite-Saugseite) unterschieden, wobei erstgenannte von größerer Bedeutung für die Verluste in Strömungsmaschinen sind.

Abbildung 2.5 zeigt beispielhaft die C_p Verläufe eines Radialventilators vor und nach der Optimierung des Sekundärströmungsbeiwertes SF . In der oberen Darstellung ist der Unterschied des reduzierten statischen Druckkoeffizienten zwischen Deck- und Radschei-

¹Im kompressiblen Fall wird anstatt des Rotationstotaldrucks p^* die Rotationsenthalpie oder Rothalpie und statt des reduzierten statischen Druckes p_r die Mach-Zahl im rotierenden Bezugssystem genutzt [97].

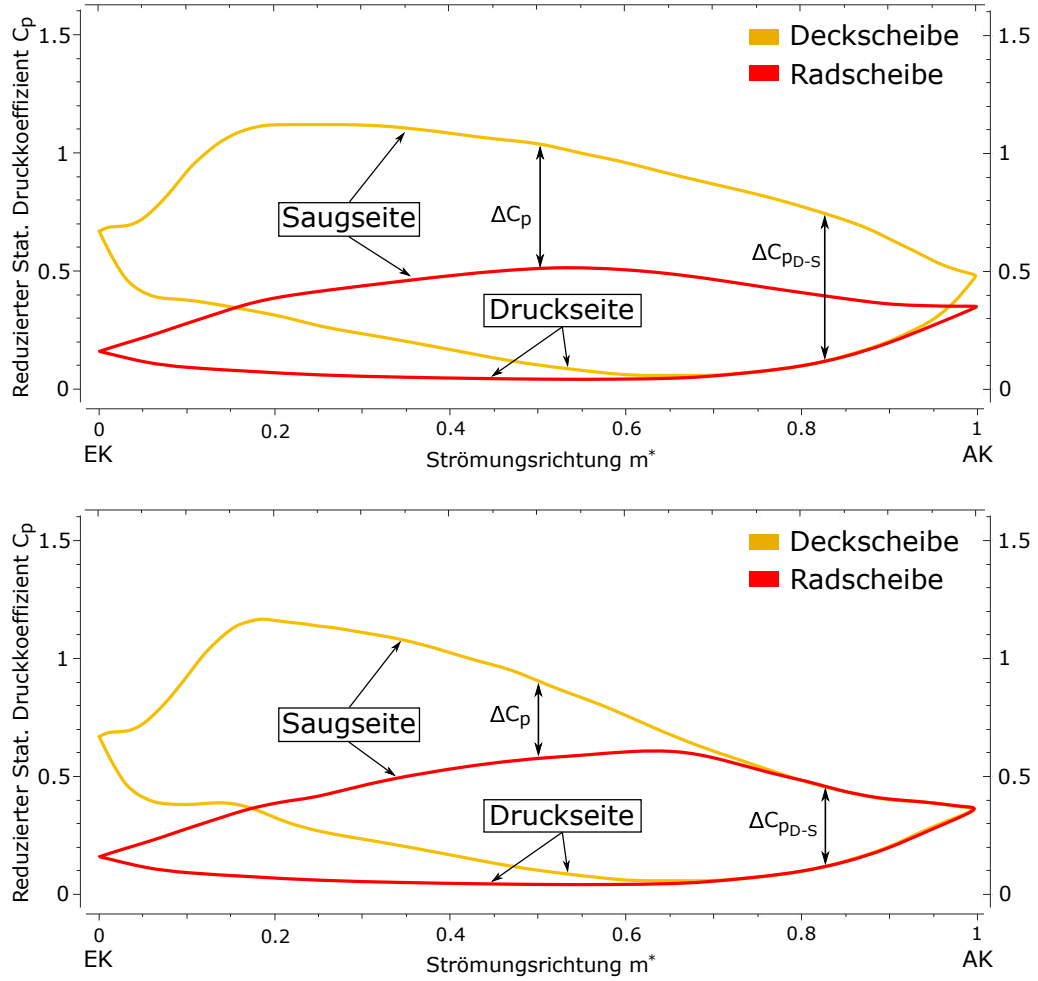


Abbildung 2.5: Beispielhafter Verlauf des reduzierten statischen Druckkoeffizienten C_p eines Radialventilators vor (oben) und nach (unten) der Optimierung des Sekundärströmungsbeiwertes SF .

be ΔC_p sowie zwischen Druck- und Saugseite der Schaufeln ΔC_{pD-S} hoch, was für eine hohe Sekundärströmungsneigung spricht. Daraus folgt ein hoher Wert des Sekundärströmungsbeiwertes SF . Durch die spezielle Gestaltung der Schaufelbelastungsverteilung oder durch Anstellung der Schaufelaustrittskante können Sekundärströmungen zielgerichtet unterdrückt werden [94, 95, 97]. Die untere Darstellung in Abbildung 2.5 zeigt eine deutliche Verringerung von ΔC_p sowie ΔC_{pD-S} , wodurch weniger Sekundärströmungen zu erwarten sind. Es ergibt sich ein geringerer Sekundärströmungsbeiwert SF . Der in der Optimierung genutzte Leistungsparameter SF repräsentiert die zwischen der Deck- und Radscheibe gebildete Fläche von C_p auf der Schaufelsaugseite von $m^* = 0,5$ bis zur Schaufelaustrittskante.

Da sich C_p in Gleichung 2.2 auf die mithilfe der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradaustritt normierte Relativgeschwindigkeit w^* reduziert, wird diese zur Berechnung des Sekundärströmungsbeiwertes genutzt:

$$SF = \int_{0.5}^1 [w_{DS}^*(m^*) - w_{RS}^*(m^*)] dm^* \quad \text{mit } w^* = \frac{w^2}{u_2^2} \quad (2.5)$$

Der Bereich von der Schaufeleintrittskante bis 50 % Meridionalrichtung wird trotz der verhältnismäßig hohen ΔC_p Werte vernachlässigt, da aufgrund der noch dünnen und nicht voll ausgebildeten Grenzschicht auf der Schaufelsaugseite nur wenig Sekundärströmungen bis etwa $m^* = 0,4$ zu beobachten sind (vgl. [97]).

Die Minimierung beider Zielfunktionen Profilverlust- und Sekundärströmungsbeiwert im Verlauf der Optimierung soll durch Verringerung der strömungsbedingten Verluste zu einer Steigerung des Wirkungsgrades des Ventilators führen.

Tabelle 2.4 gibt eine Übersicht der Auslegungsvariablen, die den Chromosomensatz der Individuen darstellen. Diese werden vom Optimierungsalgorithmus in den festgelegten Minimum-Maximum Grenzen variiert. Zum Vergleich sind die Referenzwerte ebenfalls dargestellt.

Tabelle 2.4: Auslegungsvariablen der Wirkungsgradoptimierung mit festgelegten Grenzwerten.

Auslegungsvariable	Referenzwert	Minimum	Maximum
$r\bar{V}_{\theta AK,DS}^*$	0,50	0,45	0,55
NC_{RS}	0,20	0,14	0,30
NC_{DS}	0,20	0,14	0,30
ND_{RS}	0,40	0,31	0,50
ND_{DS}	0,40	0,31	0,50
$Neig.RS$	0	-1,2	1,5
$Neig.DS$	0	-1,2	1,5

Die Vorbelastung der Schaufeleintrittskante $DRV_{EK,RS/DS}$ wird nicht als Auslegungsvariable genutzt, da im ersten Entwurfsschritt keine eventuell notwendige Korrektur des Bestpunkt-Volumenstroms vorgesehen ist. Die normierte Förderarbeit an der Schaufelaustrittskante nah der Deckscheibe $r\bar{V}_{\theta AK,DS}^*$ wird in der Optimierung genutzt, während der Mittelwert zwischen Rad- und Deckscheibe konstant bleibt, um die Leistungsfähigkeit des Ventilators sicherzustellen. Die Variation zwischen Rad- und Deckscheibe beeinflusst das Strömungsverhalten quer zur Hauptströmungsrichtung und sollte nicht zu groß ausfallen, da in diesem Fall eine stark ungleichförmige Abströmung folgen kann.

Tabelle 2.5 zeigt die genutzten Parameter des Optimierungsalgorithmus NSGA-II. 50 Generationen mit je 50 berechneten Individuen pro Population ergeben somit 2500 untersuchte Varianten, welche in Abbildung 2.6 ersichtlich sind. Es ergibt sich eine gut erkennbare und gleichmäßig besetzte Pareto-Front (rot). Zum qualitativen Vergleich ist die ungefähre Lage des Referenzventilators bezüglich der Zielfunktionen dargestellt.

Tabelle 2.5: Genutzte Parameter des NSGA-II Algorithmus der Wirkungsgradoptimierung.

Bezeichnung	Wert
Populationsgröße	50
Generationen	50
Rekombinations- wahrscheinlichkeit	0,9
Mutations- wahrscheinlichkeit	0,088
Initialisierung	Zufällig

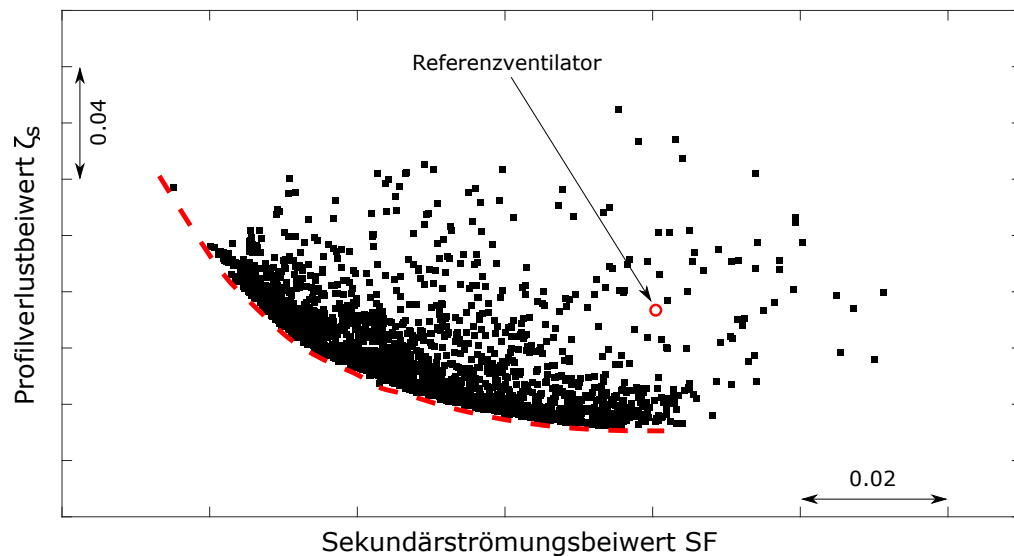


Abbildung 2.6: Berechnete Individuen der Wirkungsgradoptimierung bezüglich der Zielfunktionswerte und ungefähre Lage des Referenzventilators.

In Bezug auf den Referenzventilator konnte der Gesamt-Profilverlustbeiwert im Optimierungsprozess um maximal 0,038 Punkte reduziert werden, was einer relativen Verringerung von 3,8 % entspricht. Der Sekundärströmungsbeiwert konnte bezüglich des Referenzventilators um maximal 0,065 Punkte beziehungsweise 64,8 % verringert werden.

Tabelle 2.6: Schaufelbelastungsparameter des Wirkungsgrad-Ventilators.

Bezeichnung	Wert
$r\bar{V}_{\theta}^*_{EK,RS}$	0
$r\bar{V}_{\theta}^*_{EK,DS}$	0
$r\bar{V}_{\theta}^*_{AK,RS}$	0,511
$r\bar{V}_{\theta}^*_{AK,DS}$	0,496
$DRV_{TK,RS}$	0
$DRV_{TK,DS}$	0
NC_{RS}	0,14
NC_{DS}	0,14
ND_{RS}	0,50
ND_{DS}	0,31
$Neig_{RS}$	1,49
$Neig_{DS}$	-1,19

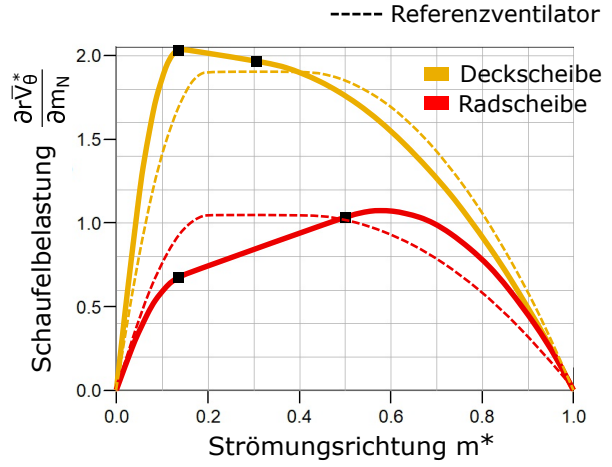


Abbildung 2.7: Schaufelbelastungsverteilung des Wirkungsgrad-Ventilators

Für die numerischen und experimentellen Untersuchungen wird ein Individuum gewählt, welches sich mittig auf der Pareto-Front befindet und im Folgenden als Wirkungsgrad-Ventilator bezeichnet wird. Dieser weist einen guten Kompromiss zwischen den Zielfunktionswerten auf. Die optimierten Schaufelbelastungsparameter des Wirkungsgrad-Ventilators sind in Tabelle 2.6 zusammengefasst. Abbildung 2.7 zeigt die sich daraus ergebende Schaufelbelastungsverteilung gegenüber der des Referenzventilators. Die berechnete Schaufelform (links) sowie ein Konturenvergleich zum Referenzventilator (rechts) sind in Abbildung 2.8 dargestellt.

Gegenüber der Schaufelbelastung des Referenzventilators zeigt sich eine höhere Belastung in Richtung der Schaufeleintrittskante im Bereich der Deckscheibe. Gleichzeitig ist die Belastung nahe der Radscheibe weiter in Richtung der Schaufelaustrittskante verschoben. Am Schaufelaustritt zeigt sich eine leichte Variation der normierten Förderarbeit in Spannweitenrichtung mit etwas höheren $r\bar{V}_{\theta}^*_{AK}$ Werten an der Radscheibe. Die sich daraus ergebende Schaufel weist im Vergleich zum Referenzventilator einen gleichmäßigeren Schaufelwinkel auf. Wie in Abbildung 2.9 dargestellt ist, variiert der Schaufelwinkel des Wirkungsgrad-Ventilators in Spannweitenrichtung bis etwa 90 % m^* erkennbar weniger als beim Referenzventilator. Kurz vor der Schaufelaustrittskante steigt der Schaufelwinkel an der Radscheibe stark an, was in Verbindung mit der Variation von $r\bar{V}_{\theta}^*_{AK,RS/DK}$ zwischen Rad- und Deckscheibe liegen kann. Es ist denkbar, dass dieser starke Anstieg des Schaufelwinkels vom Solver ausgeglichen werden könnte, wenn eine Anstellung der Schau-

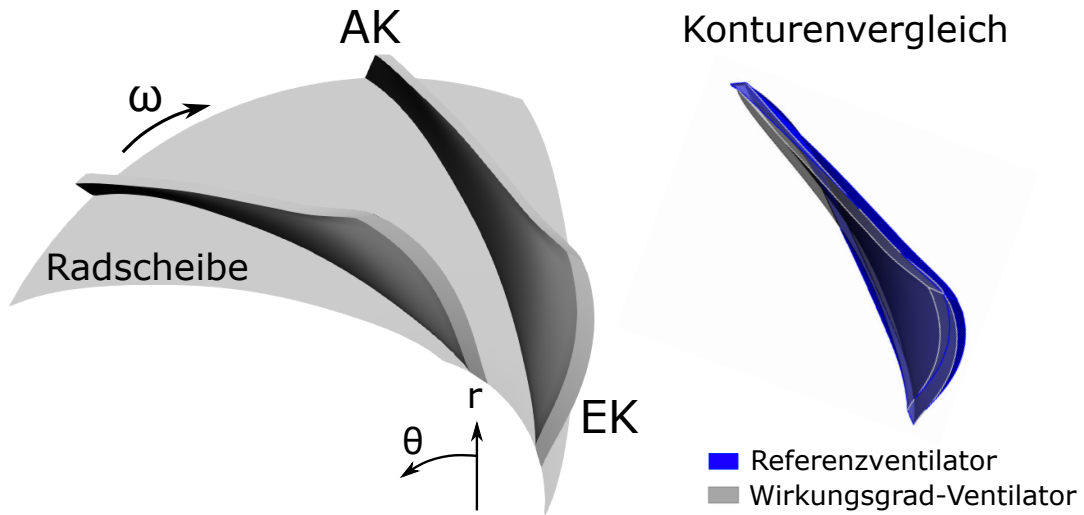


Abbildung 2.8: Berechnete Schaufelform des Wirkungsgrad-Ventilators (links). Vergleich der Schaufelkonturen des Referenz- und Wirkungsgrad-Ventilators (rechts).

fel nah der Austrittskante zugelassen würde. Da die Neigung der Schaufel in diesem Fall nicht als Parameter festgelegt wurde und damit fixiert ist, reagiert der Solver zur Einhaltung der normierten Förderarbeit mit einer starken Anpassung des Schaufelwinkels.

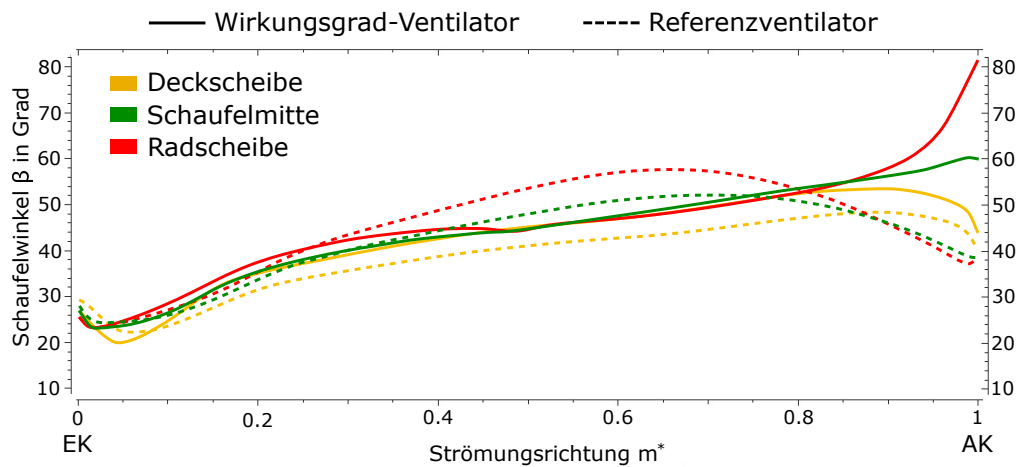


Abbildung 2.9: Vergleich der Schaufelwinkel des Wirkungsgrad- und des Referenzventilators.

Die sich ergebende Schaufelbelastung ist qualitativ in guter Übereinstimmung mit Untersuchungen von M. Zangeneh et al. zur Unterdrückung von Sekundärströmungen mittels optimaler Schaufelbelastungsverteilung, ohne dass die Schaufelhinterkante angestellt wird [97].

Untersuchungen an Axialventilatoren zeigen ebenfalls derartige Schaufelbelastungen bei der Optimierung des Wirkungsgrades [77]. Die verringerte Schaufelbelastung an der Deckscheibe im hinteren Schaufelbereich führt in Kombination mit der erhöhten Belastung an der Radscheibe zu einem geringeren Unterschied des reduzierten statischen Druckkoeffizienten ΔC_p über die Schaufelspannweite im Vergleich zum Referenzventilator. Abbildung 2.10 zeigt den Vergleich der numerisch bestimmten C_p Verläufe der beiden Ventilatoren. Der insgesamt geringere ΔC_p des Wirkungsgrad-Ventilators ab 50 % m^* bis annähernd zur Austrittskante führt zu einem niedrigeren Sekundärströmungsbeiwert SF , was demnach für eine geringere Sekundärströmungsneigung in meridionaler Richtung beim Wirkungsgrad-Ventilator spricht.

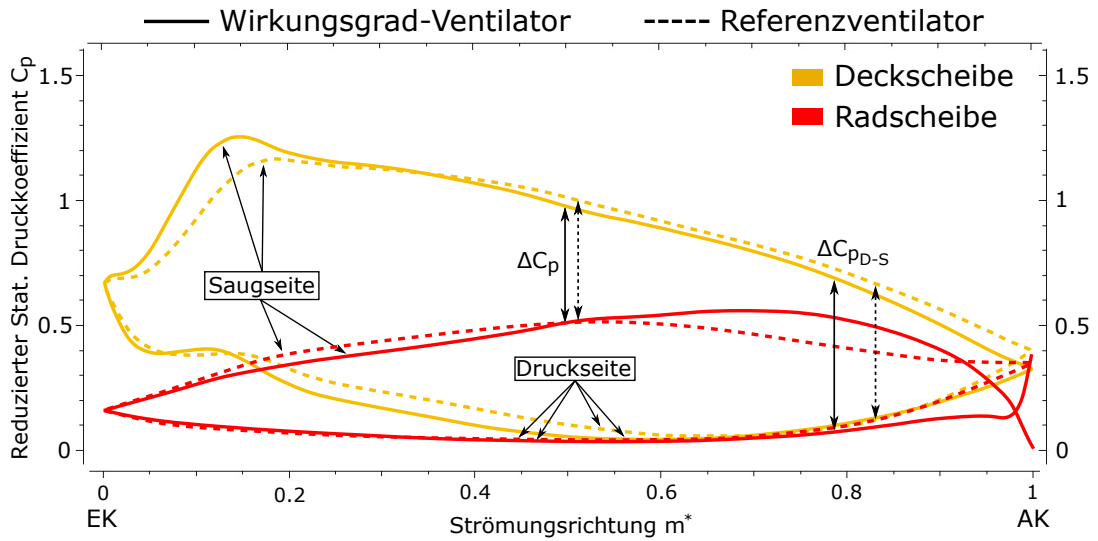


Abbildung 2.10: Vergleich der Verläufe des reduzierten statischen Druckkoeffizienten C_p des Wirkungsgrad- und des Referenzventilators.

Der Prototyp des Wirkungsgrad-Ventilators ist in Abbildung 2.11 dargestellt. Tabelle 2.7 zeigt die wichtigsten vom Inverse Design Solver berechneten Leistungsparameter des Wirkungsgrad-Ventilators sowie die Änderung relativ zum Referenzventilator.

Die Schallabstrahlung stellt einen Referenzwert bei der Blattfolgefrequenz dar und wird im folgenden Abschnitt zur Geräuschoptimierung näher erläutert. Die minimale Querschnittsfläche des Schaufelkanals stellt keinen Leistungsparameter im eigentlichen Sinn dar, sollte jedoch im Laufe der Optimierung nicht mehr als etwa 10 % unter den Wert des Referenzventilators fallen. Damit wird sichergestellt, dass die Kennliniencharakteristik insbesondere im Hinblick auf den förderbaren Volumenstrombereich nicht zu stark verändert wird. Da dieser Parameter nicht direkt als Beschränkung für den evolutionären Algorithmus gewählt wurde, muss er manuell überprüft werden. Im Fall des Wirkungsgrad-Ventilators



Abbildung 2.11: Fotografische Ansicht des Wirkungsgrad-Ventilators.

liegt die minimale Schaufelkanalquerschnittsfläche leicht über der des Referenzventilators und ist daher im Rahmen. Alle numerisch untersuchten Leistungsparameter in *TD1* konnten im Vergleich zum Referenzventilator verbessert werden. Die Schallabstrahlung bei der Blattfolgefrequenz ist annähernd konstant geblieben.

Tabelle 2.7: Vom Inverse Design Solver berechnete Leistungsparameter des Wirkungsgrad-Ventilators im Vergleich zum Referenzventilator.

Parameter	Wirkungsgrad-Ventilator	Änderung bzgl. des Referenzventilators
Profilverlustbeiwert Schaufelsaugseite	0,872	- 2,5 %
Profilverlustbeiwert Schaufeldruckseite	0,0925	- 4,5 %
Gesamtprofilverlustbeiwert	0,964	- 2,7 %
Sekundärströmungsbeiwert	0,068	- 31,8 %
Schallabstrahlung	86,9 dB	+ 0,1 dB
Min. Querschnittsfläche des Schaufelkanals	6667 mm ²	+ 1,8 %

2.3 Geräuschoptimierung

Die Geräuschoptimierung soll zu einer Reduzierung der Gesamtschallabstrahlung des Ventilators führen, wobei die Leistungsfähigkeit im Hinblick auf den Wirkungsgrad und die Kennliniencharakteristik möglichst konstant bleiben sollen. Als Zielfunktion des Optimierungsalgorithmus wird daher neben der Gesamtschallabstrahlung erneut der Gesamtprofilverlustbeiwert ζ_s festgelegt.

Zur numerischen Bestimmung der Schallabstrahlung wird die bereits beschriebene Farassat Formulierung 1A der Ffowcs Williams-Hawkings Gleichung (Gleichung 1.62) genutzt. Aufgrund der deutlich höheren numerischen Anforderungen zur Berechnung der Quadrupolschallquellen werden diese bei der Bestimmung der Gesamtschallabstrahlung nicht berücksichtigt. Weiterhin ist der Anteil der Quadrupolschallquellen bei den hier auftretenden Umfangsmachzahlen von etwa 0,1 gegenüber den Monopol- und Dipolschallquellen vernachlässigbar. Die Gesamtschallabstrahlung ergibt sich demnach aus den Druckschwankungen aufgrund von Fluidverdrängung (engl. *thickness noise*) p'_T sowie aufgrund von Wechselkräften auf schallharten Oberflächen (engl. *loading noise*) p'_L . Die FW-H Gleichung ermöglicht die separate Bestimmung der Quellanteile [127]:

$$\square^2 p'_T = \frac{\partial}{\partial t} [\rho_0 v_n \delta(f)] \quad (2.6)$$

$$\square^2 p'_L = -\frac{\partial}{\partial x_i} [p n_i \delta(f)] \quad (2.7)$$

Die Integralformen der Gleichungen 2.6 und 2.7, die mit numerischen Methoden gelöst werden können, können mithilfe der Greenschen Funktion der Wellengleichung im Freifeld hergeleitet werden. Sie geben den zeitlichen Verlauf des Schalldrucks über ein gegebenes Zeitintervall an einer spezifizierten Beobachterposition wieder. Mithilfe der FFT kann das Zeitsignal in die spektralen Anteile zerlegt werden. *TD1* bietet die Möglichkeit der getrennten Betrachtung der Monopol- und Dipolschallquellen im Frequenzbereich. Für die Optimierung wird der Gesamtschalldruckpegel $L_{p,ges}$ bei einer vorgegebenen Referenzfrequenz genutzt. Dieser ergibt sich aus der Pegeladdition der jeweiligen Quellanteile [109]:

$$L_{p,ges} = 10 \log \left[10^{\frac{L_{p,T}}{10}} + 10^{\frac{L_{p,L}}{10}} \right] \quad (2.8)$$

Als Referenzfrequenz wird die Blattfolgefrequenz genutzt. Diese ergibt sich nach Gleichung 1.45 für die vorliegenden Betriebsbedingungen zu 487,5 Hz. Der Gesamtschalldruckpegel $L_{p,ges}$ bei dieser Referenzfrequenz wird vom Algorithmus als Zielfunktion verwendet. Als Beobachterposition wird ein Abstand von 1 m ausgehend vom Punkt der Schaufeleintrittskante an der Radscheibe in radialer Richtung festgelegt. Die FW-H Gleichung bzw. die Farassat Formulierung 1A gilt für eine Schallabstrahlung in das Freifeld, daher werden Effekte wie Beugung, Brechung und Reflexion nicht berücksichtigt (vgl. [139]).

Die für die Geräuschoptimierung genutzten Auslegungsvariablen sowie die festgelegten Grenzwerte sind identisch zu den in Tabelle 2.4 zur Wirkungsgradoptimierung gezeigten Werten. Die Parameter des evolutionären Algorithmus sind ebenso identisch zu den in Tabelle 2.5 gegebenen. Es werden erneut 2500 Varianten berechnet, die in Abbildung 2.12 dargestellt sind. Die Pareto-Optimalen Lösungen sind im Vergleich zur Wirkungsgradoptimierung in einem engeren Bereich konzentriert, jedoch ist die Pareto-Front (rot) bezüglich der Zielfunktionswerte ebenso gleichmäßig besetzt.

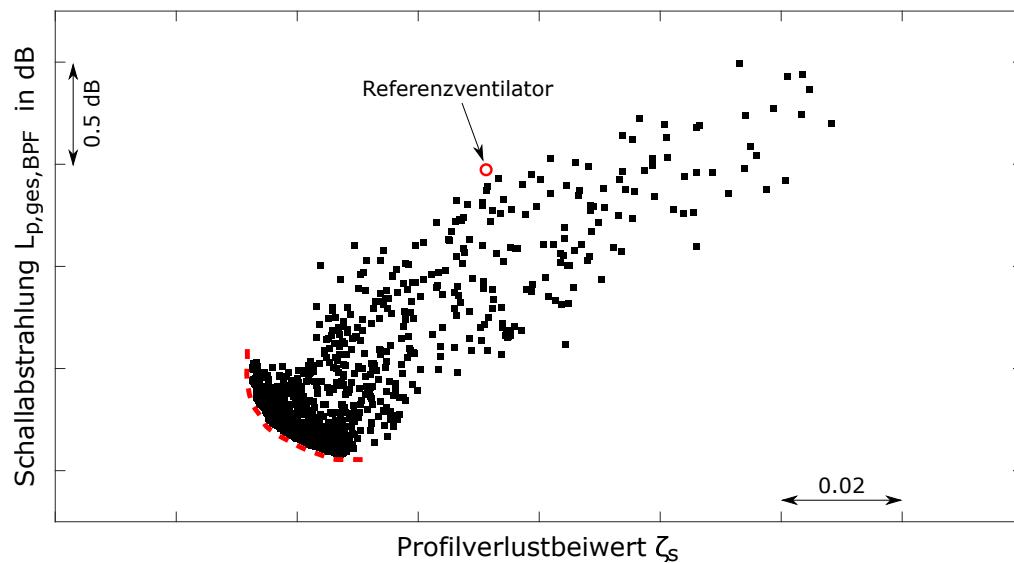


Abbildung 2.12: Berechnete Individuen der Geräuschoptimierung bezüglich der Zielfunktionswerte und ungefähre Lage des Referenzventilators.

Der Gesamt-Profilverlustbeiwert konnte im Optimierungsprozess in Bezug auf den Referenzventilator um maximal 0,04 Punkte verringert werden, was einer relativen Reduzierung von 3,9 % entspricht. Die Gesamtschallabstrahlung bei der Blattfolgefrequenz konnte verglichen mit dem Referenzventilator um maximal 1,4 dB verringert werden.

Für die weiteren Untersuchungen hinsichtlich der Geräuscentwicklung wird der Lösungskandidat mit der geringsten Gesamtschallabstrahlung auf der Pareto-Front gewählt. Dieser wird als Geräusch-Ventilator bezeichnet. Da alle Pareto-Optimalen Individuen einen niedrigeren Gesamtprofilverlustbeiwert gegenüber dem Referenzventilator aufweisen und daher eine geringe Beeinflussung der Leistungsfähigkeit angenommen wird, kann die maximale Reduzierung des Schalldruckpegels ausgenutzt werden. In Tabelle 2.8 sind die optimierten Schaufelbelastungsparameter zusammengefasst. Abbildung 2.13 zeigt die Schaufelbelastung im Vergleich zum Referenzventilator. Die resultierende Schaufelgeometrie (links) sowie ein Konturenvergleich zur Referenzschaufel (rechts) sind in Abbildung 2.14 dargestellt.

Tabelle 2.8: Schaufelbelastungsparameter des Geräusch-Ventilators.

Bezeichnung	Wert
$r\bar{V}_{\theta}^*_{EK,RS}$	0
$r\bar{V}_{\theta}^*_{EK,DS}$	0
$r\bar{V}_{\theta}^*_{AK,RS}$	0,456
$r\bar{V}_{\theta}^*_{AK,DS}$	0,550
$DRV_{T_{EK,RS}}$	0
$DRV_{T_{EK,DS}}$	0
NC_{RS}	0,14
NC_{DS}	0,14
ND_{RS}	0,31
ND_{DS}	0,31
$Neig_{RS}$	-1,20
$Neig_{DS}$	-1,19

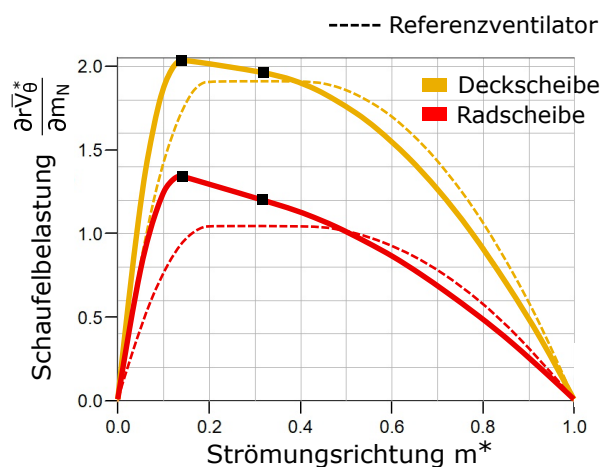


Abbildung 2.13: Schaufelbelastungsverteilung des Geräusch-Ventilators

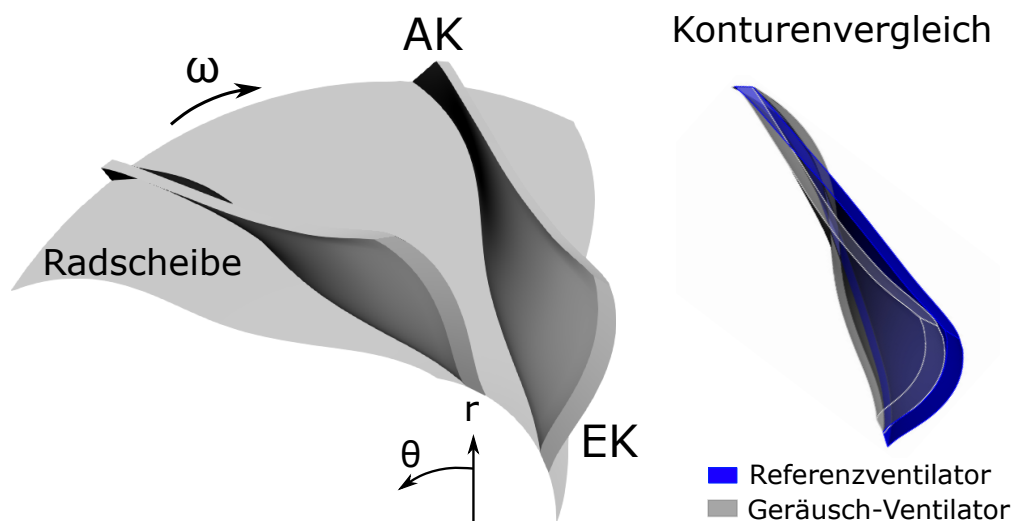


Abbildung 2.14: Berechnete Schaufelform des Geräusch-Ventilators (links). Vergleich der Schaufelkonturen des Referenz- und Geräusch-Ventilators.

Im Vergleich zum Referenzventilator zeigt sich bei der Schaufelbelastung des Geräusch-Ventilators eine höhere Belastung in Richtung der Schaufeleintrittskante sowohl an der Rad- als auch an der Deckscheibe. Bei der Geräuschoptimierung eines Axialventilators von M. Zangeneh ergibt sich ein identisches Verhalten [77]. Im Gegensatz zu der nur leichten Variation der normierten Förderarbeit zwischen Rad- und Deckscheibe an der Austritts-

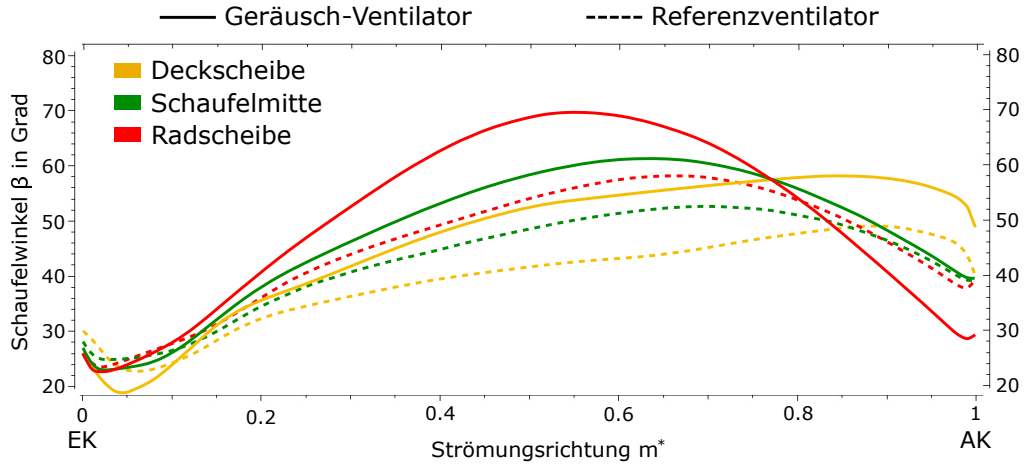


Abbildung 2.15: Vergleich der Schaufelwinkel des Geräusch- und des Referenzventilators.

kante beim Wirkungsgrad-Ventilator zeigt sich beim Geräusch-Ventilator ein deutlich ausgeprägteres Verhalten. Der $r\bar{V}_{\theta AK}^*$ an der Deckscheibe hat den Wert der spezifizierten Maximungrenze angenommen. Um die konstante Förderarbeit zu gewährleisten, ist der Wert an der Radscheibe dementsprechend gesunken.

Abbildung 2.15 zeigt den Vergleich der Schaufelwinkel zwischen dem Geräusch- und dem Referenzventilator. Die spezifizierte Schaufelbelastung führt zu einer größeren Variation des Schaufelwinkels über die Spannweite der Schaufel insbesondere zwischen $m^* = 0,2$ bis etwa $0,7$. Die unterschiedlich großen Schaufelwinkel zwischen Rad- und Deckscheibe sowie der deutliche Abfall des Schaufelwinkels nah der Radscheibe von etwa $m^* = 0,5$ bis zur Austrittskante führen zu einer räumlich stark gekrümmten Schaufel. Auch in diesem Fall könnte dies durch eine mögliche Neigung der Schaufel ausgeglichen werden.

Beim zuvor betrachteten Wirkungsgrad-Ventilator führte die Verringerung der Schaufelbelastung an der Deckscheibe und Erhöhung an der Radscheibe im hinteren Schaufelbereich zu geringeren ΔC_p Werten und somit zu einem kleineren Sekundärströmungsbeiwert SF . Analog dazu sollte die sich ergebende Schaufelbelastung des Geräusch-Ventilators zu einem höheren Sekundärströmungsbeiwert führen, da in diesem Fall die Schaufelbelastung an der Radscheibe zusätzlich reduziert wird. Dies soll, auch wenn der Sekundärströmungsbeiwert bei dieser Optimierung keine Zielgröße darstellt, überprüft werden. Abbildung 2.16 zeigt die numerisch bestimmten Verläufe des reduzierten statischen Druckkoeffizienten für den Geräusch-Ventilator im Vergleich zur Referenz.

Aus den C_p Verläufen wird die größere eingeschlossene Fläche zwischen $m^* = 0,5$ bis 1 ersichtlich, die beim Geräusch-Ventilator zu einem höheren Sekundärströmungsbeiwert führt. Zangeneh et al. konnten den Sekundärströmungsbeiwert bei einem qualitativ identischen nicht optimalen Schaufelbelastungsverlauf erfolgreich mithilfe der Anstellung der Schaufelaustrittskante verbessern [97]. Dazu wird die Austrittskante an der Deckschei-

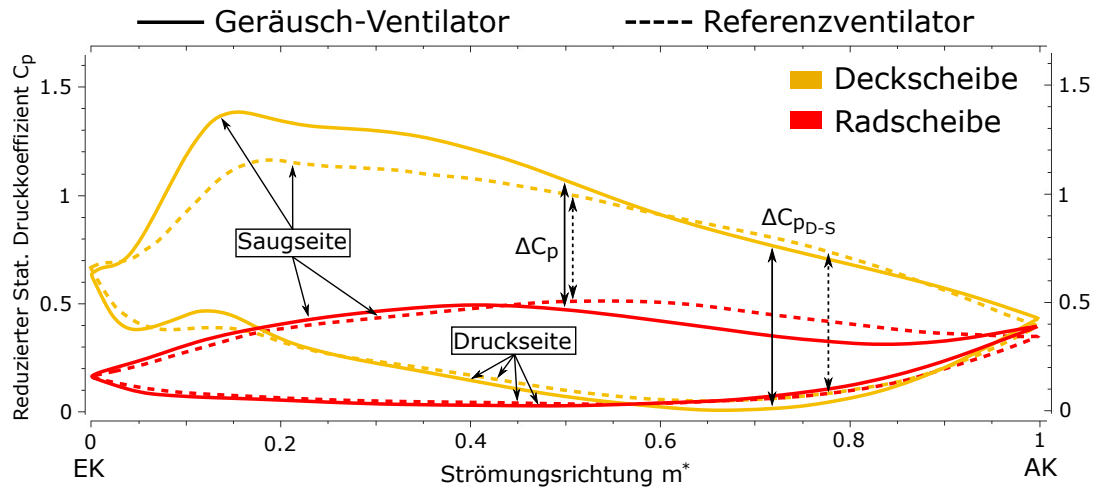


Abbildung 2.16: Vergleich der Verläufe des reduzierten statischen Druckkoeffizienten C_p des Geräusch- und des Referenzventilators.

be entgegen der Drehrichtung des Ventilators angestellt, was zu einer Verringerung der Schaufelbelastung im hinteren Bereich der Deckscheibe und Erhöhung an der Radscheibe führt. Somit kann die ungünstige Schaufelbelastungsverteilung in Bezug auf die Sekundärströmungsneigung ausgeglichen werden. Zusätzlich könnte, wie bereits erwähnt, die Möglichkeit der Schaufelneigung helfen, den Schaufelwinkelverlauf zu verbessern.

Abbildung 2.17 zeigt den gefertigten Prototyp des Geräusch-Ventilators. In Tabelle 2.9 sind die von *TD1* berechneten Leistungsparameter und die Änderung relativ zum Referenzventilator zusammengefasst. Die zum Erhalt der Leistungsfähigkeit und Kennliniencharakteristik wichtige minimale Schaufelkanalquerschnittsfläche liegt im erforderlichen Bereich von $\pm 10\%$ zur Referenz.



Abbildung 2.17: Fotografische Ansicht des Geräusch-Ventilators.

Tabelle 2.9: Vom Inverse Design Solver berechnete Leistungsparameter des Geräusch-Ventilators im Vergleich zum Referenzventilator.

Parameter	Geräusch-Ventilator	Änderung bzgl. des Referenzventilators
Profilverlustbeiwert Schaufelsaugseite	0,880	- 1,6 %
Profilverlustbeiwert Schaufeldruckseite	0,087	- 10,3 %
Gesamtprofilverlustbeiwert	0,967	- 2,4 %
Sekundärströmungsbeiwert	0,124	+ 24,4 %
Gesamtschallabstrahlung	85,4 dB	- 1,4 dB
Min. Querschnittsfläche des Schaufelkanals	6411 mm^2	- 2,1 %

Kapitel 3

Experimentelle Untersuchungen

3.1 Aerodynamische Untersuchungen

Die aerodynamischen Untersuchungen hinsichtlich der Leistungscharakteristiken der drei Prototypen werden an einem Norm-Kammerprüfstand¹ an der HTW Berlin durchgeführt. Der Prüfstand erfüllt alle Anforderungen zur Leistungsmessung von Ventilatoren nach DIN EN ISO 5801 (ehemals DIN 24163) [84]. Indem die wesentlichen Betriebsdaten statischer Druckaufbau, Volumenstrom, Antriebsdrehmoment und -drehzahl erfasst werden, können das Betriebsverhalten sowie der Wirkungsgrad bestimmt werden. Abbildung 3.1 zeigt die schematische Darstellung des Kammerprüfstands. Die unterschiedlich dimensionierten Messstrecken erlauben Messungen in einem Volumenstrombereich von etwa 11 bis 1600 $\frac{m^3}{h}$ bei einem Prüfdruck bis 2500 Pa mit konstanter Messunsicherheit. Der Hilfsventilator kompensiert die entstehenden Druckverluste und ermöglicht die Kennlinienmessung im gesamten Volumenstrombereich bis zum freien Ausblasen des Ventilators (vgl. [151]).

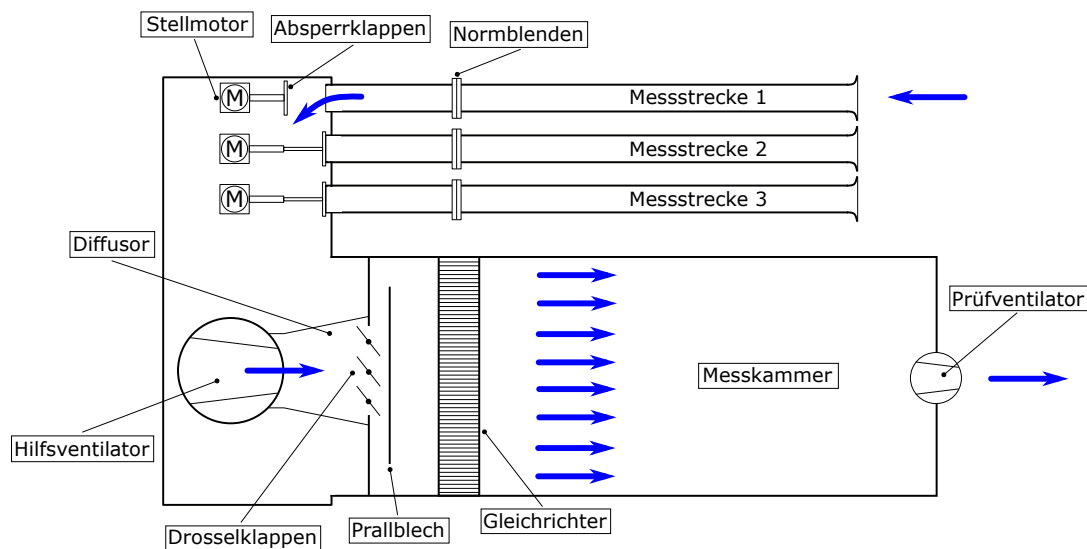


Abbildung 3.1: Schematische Darstellung des Norm-Kammerprüfstands nach DIN EN ISO 5801, nach [151]

¹Hersteller: Institut für Luft- und Kältetechnik gGmbH Dresden (ILK Dresden).

Zum Vergleich der aerodynamischen Leistungsfähigkeit der Ventilatoren wird der statische Wirkungsgrad nach Gleichung 1.19 mithilfe des statischen bzw. freiausblasenden Druckaufbaus bestimmt. Dieser ergibt sich aus der Differenz des statischen Drucks am Austritt zum Totaldruck am Eintritt des Ventilators. Aufgrund der großen Querschnittsfläche der Prüfstandskammer ist der Beitrag des dynamischen Drucks zum Totaldruck am Ventilatoreintritt gering (vgl. [151]). Die Antriebsdrehzahl wird über den gesamten Betriebsbereich konstant auf der Nenndrehzahl von $n = 3250 \text{ min}^{-1}$ gehalten. Zum Antrieb wird ein Elektromotor¹ mit einer Nennleistung von $0,75 \text{ kW}$ genutzt, der von einem Frequenzumrichter¹ gespeist wird. Die Datenblätter sind in den Anhängen A.1 sowie A.2 zu finden. Um die eventuell erforderliche Zugänglichkeit für laseroptische Messungen zu gewährleisten, ist der Motor versetzt angeordnet und mithilfe eines Riementriebs mit der Antriebswelle verbunden. Für die anschließenden aeroakustischen Messungen wird ein Direktantrieb ohne Riemen verwendet. Eine Darstellung des Direktantriebes ist im Anhang A.3 zu finden. Das Wellendrehmoment sowie die Drehzahl der Antriebswelle werden mit einem Präzisionsdrehmomentsensor² bestimmt. Das Messgerät erlaubt Drehmoment- und Drehzahlmessungen in einem Bereich von 0 bis 2 Nm bzw. 0 bis 7000 min^{-1} in der Genauigkeitsklasse 0,2. Anhang A.4 zeigt einen Ausschnitt des Herstellerdatenblattes. Die mechanischen Verluste des Antriebs werden durch eine Leermessung ohne montiertes Ventilatorlaufrad berücksichtigt.

Die Vorauslegung der Hauptabmessungen und der Meridionalgeometrie in *TDP* erfolgt unter der Annahme eines nachgeschalteten Spiralgehäuses zur Druckrückgewinnung, da dies dem häufigsten Anwendungsfall entspricht. Daher werden auch die experimentellen sowie numerischen Untersuchungen der Ventilatoren in einem Spiralgehäuse durchgeführt. Das genutzte Gehäuse hat einen, in diesem Druckbereich üblichen, Rechteckquerschnitt sowie die sich aus der eindimensionalen Stromfadentheorie ergebende Form einer logarithmischen Spirale. Der Öffnungswinkel der Spirale beträgt 6° . Abbildung 3.2 zeigt eine Skizze des Spiralgehäuses sowie der Einlaufdüse. Detaillierte Informationen können dem Anhang A.5 entnommen werden. Die wesentlichen Hauptabmessungen sind zusätzlich in Tabelle 3.1 zusammengefasst. Der Ventilatorprüfstand mit Antrieb, Spiralgehäuse und Einlaufdüse wird ebenfalls für die akustischen Messungen nach dem Kanal-Verfahren genutzt. Für den Anschluss des rechteckigen Spiralgehäuses an den runden Akustikmesskanal wird ein Übergangsstück nach DIN EN ISO 5136 benötigt. Daher wird dieses bei den aerodynamischen Messungen ebenfalls berücksichtigt. Der Norm-Kammerprüfstand ist in Abbildung 3.3 dargestellt. Abbildung 3.4 zeigt den für die aerodynamischen sowie aeroakustischen Untersuchungen genutzten Ventilatorprüfstand (für nähere Informationen zur Prüfstandsgestaltung wird auf [152] verwiesen, der Direktantrieb ist hier nicht dargestellt).

¹Hersteller: SEW-EURODRIVE GmbH und Co KG.

²Hersteller: Kistler Instrumente AG.

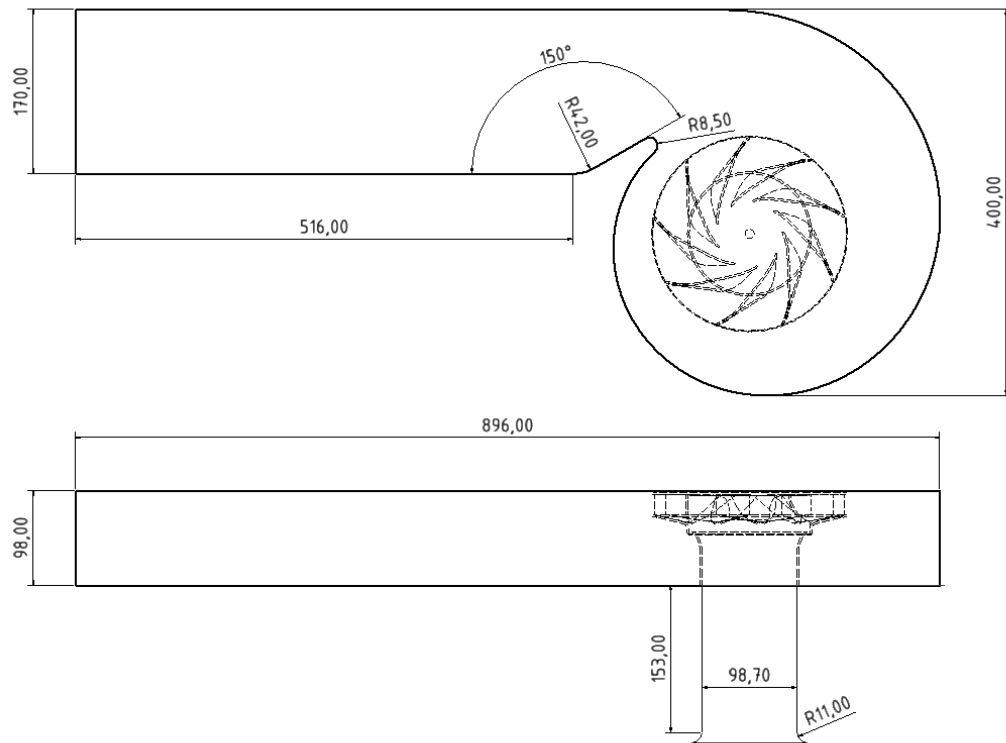


Abbildung 3.2: Spiralgehäuse und Einlaufdüse für die experimentellen und numerischen Untersuchungen.

Tabelle 3.1: Hauptabmessungen des Spiralgehäuses und der Einlaufdüse.

Parameter	Wert
Spiralöffnungswinkel	6°
Spiralgehäusebreite	98 mm
Zungenradius	8,5 mm
Zungenabstand	30 mm
Zungenlage	45°
Axiale Spaltüberdeckung Düse-Laufrad	4,2 mm
Radialspalt Düse-Laufrad	2,5 mm

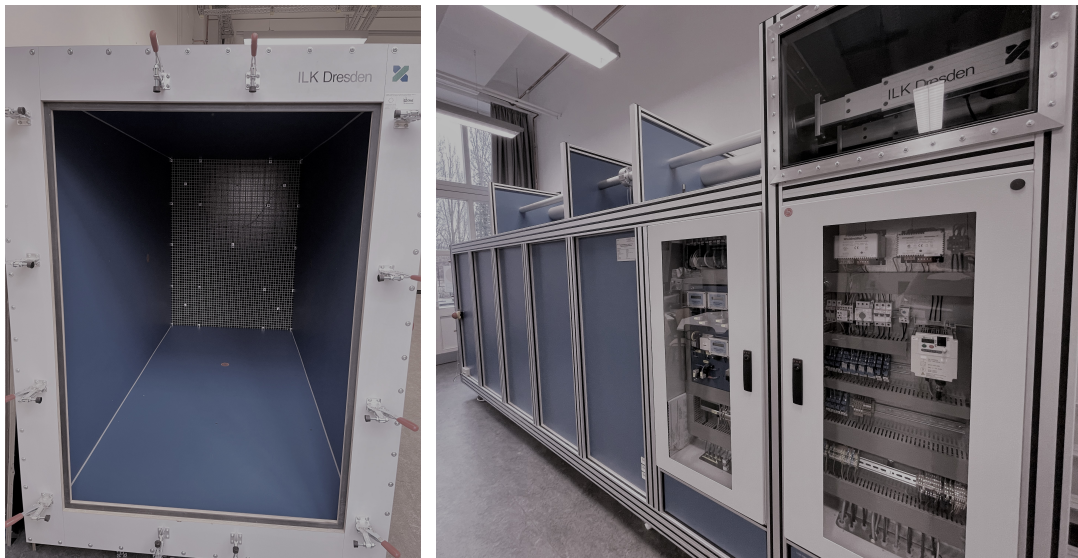


Abbildung 3.3: Norm-Kammerprüfstand nach DIN EN ISO 5801 der ILK Dresden gGmbH an der HTW Berlin.

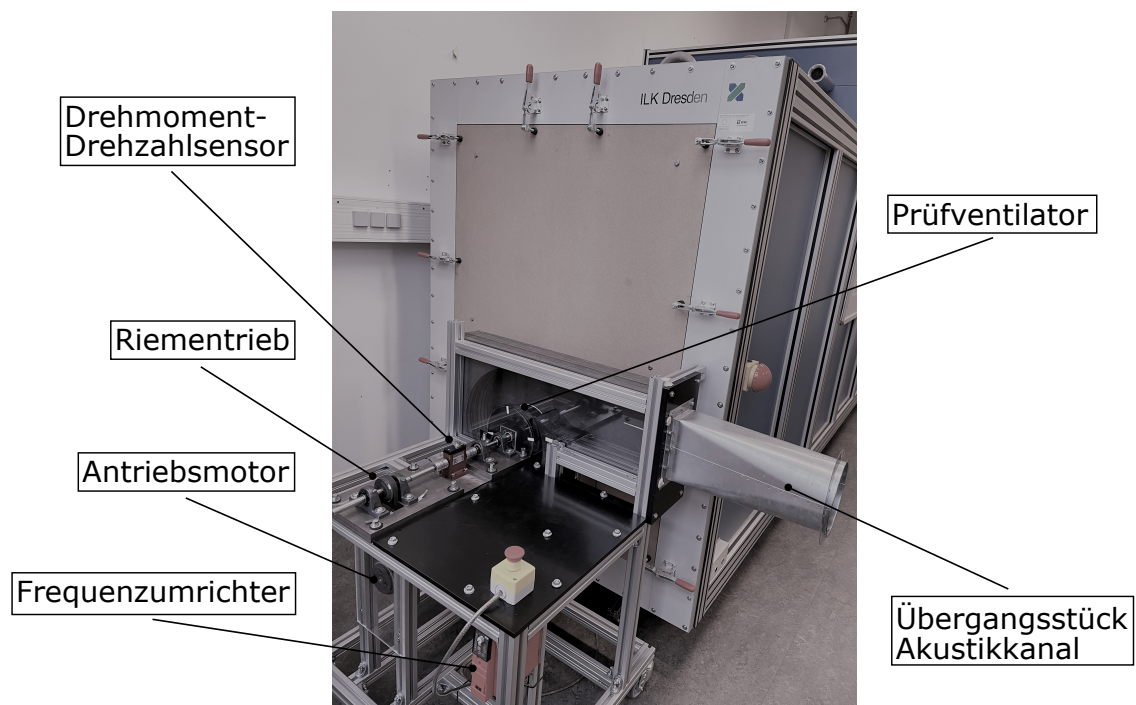


Abbildung 3.4: Ventilatorprüfstand für aerodynamische und aeroakustische Untersuchungen (Direktantrieb nicht dargestellt) am Norm-Kammerprüfstand.

3.1.1 Referenzventilator

Abbildungen 3.5 und 3.6 zeigen die Kennlinien des Referenzventilators.

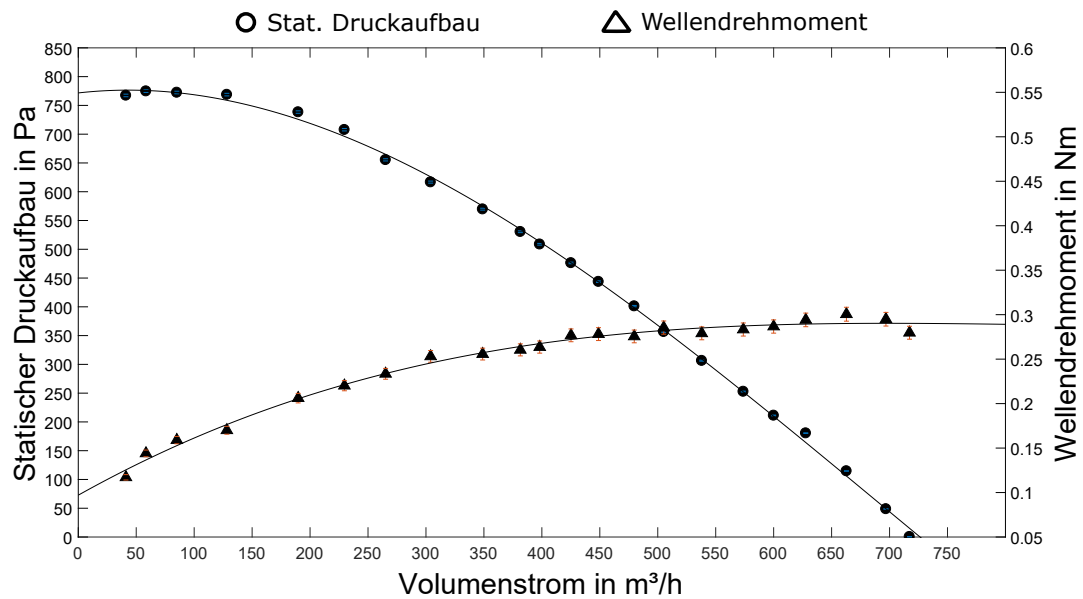


Abbildung 3.5: Statischer Druckaufbau und Wellendrehmoment des Referenzventilators.

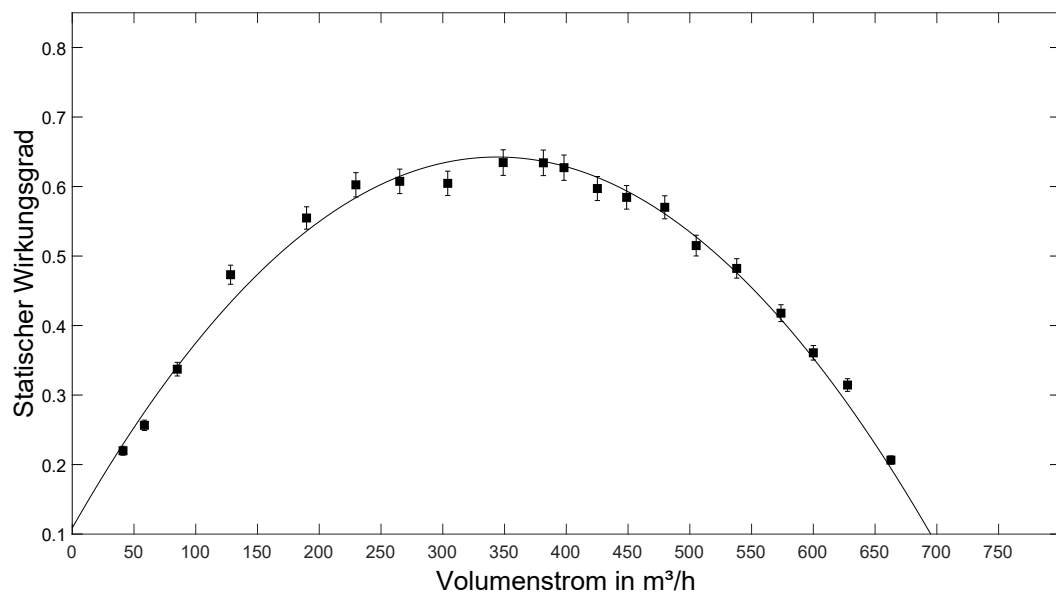


Abbildung 3.6: Statischer Wirkungsgrad des Referenzventilators.

Der Bestpunkt (BEP) des Referenzventilators liegt bei etwa $350 \frac{m^3}{h}$. Die Leistungsdaten sind in Tabelle 3.2 mit den entsprechenden Gesamtmessunsicherheiten zusammengefasst. Das Vertrauensniveau zur Bestimmung der statistischen Unsicherheiten wird, wie in der DIN EN ISO 5801 gefordert, mit 95 % festgelegt. Die Messergebnisse sind nach DIN 1333 gerundet. Nähere Informationen zur Bestimmung der Gesamtunsicherheiten für die verwendeten Sensoren am Prüfstand können [28] entnommen werden.

Tabelle 3.2: Leistungsdaten des Referenzventilators.

Parameter	Messwert
Max. Fördervolumenstrom	$(717 \pm 8) \frac{m^3}{h}$
Max. statischer Druckaufbau	$(774, 8 \pm 2, 0) Pa$ bei $(58, 4 \pm 0, 7) \frac{m^3}{h}$
Statischer Druckaufbau im BEP	$(569, 7 \pm 1, 5) Pa$
Wellendrehmoment im BEP	$(0, 256 \pm 0, 007) Nm$
Statischer Wirkungsgrad im BEP	$(63, 4 \pm 1, 9) \%P^1$

3.1.2 Wirkungsgrad-Ventilator

Abbildungen 3.7 und 3.8 zeigen die Kennlinien des Wirkungsgrad-Ventilators im Vergleich zum Referenzventilator.

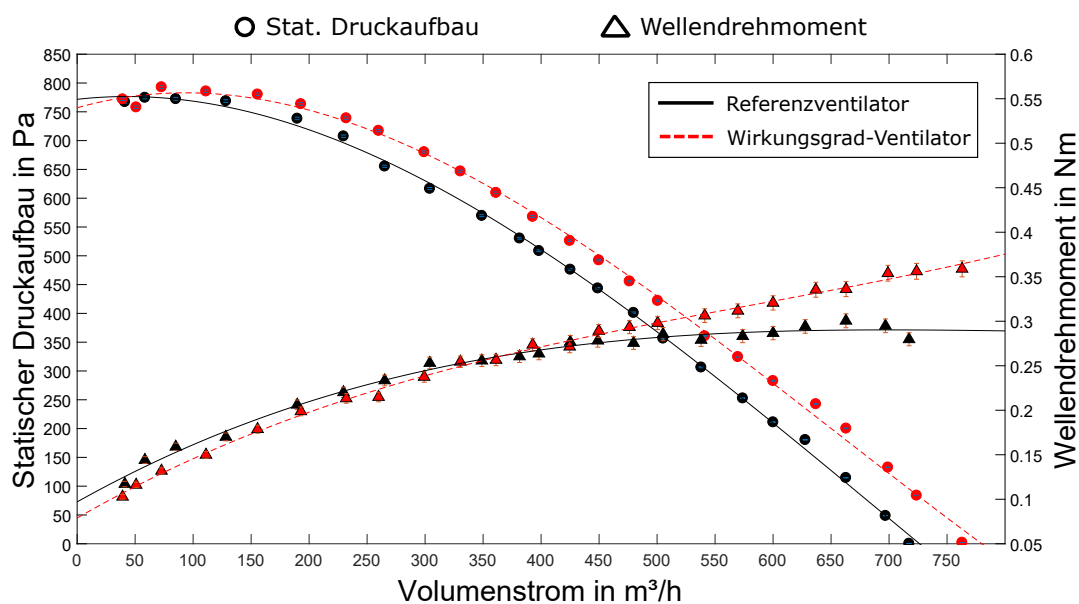


Abbildung 3.7: Statischer Druckaufbau und Wellendrehmoment des Referenz- und Wirkungsgrad-Ventilators.

Der Wirkungsgrad-Ventilator weist gegenüber dem Referenzventilator einen erweiterten Betriebsbereich hinsichtlich des Fördervolumenstroms auf. Der statische Druckaufbau konnte nahezu im gesamten Kennlinienbereich mit Ausnahme sehr geringer Volumenströme deutlich gesteigert werden. Im Unterlastbereich liegt das Wellendrehmoment leicht unter dem des Referenzventilators, während es im Überlastbereich bei hohen Volumenströmen auffallend ansteigt. Daraus ergibt sich ein über den gesamten Kennlinienbereich gesteiger-

¹Die absolute Unsicherheit des Wirkungsgrades wird in Prozentpunkten oder %P angegeben.

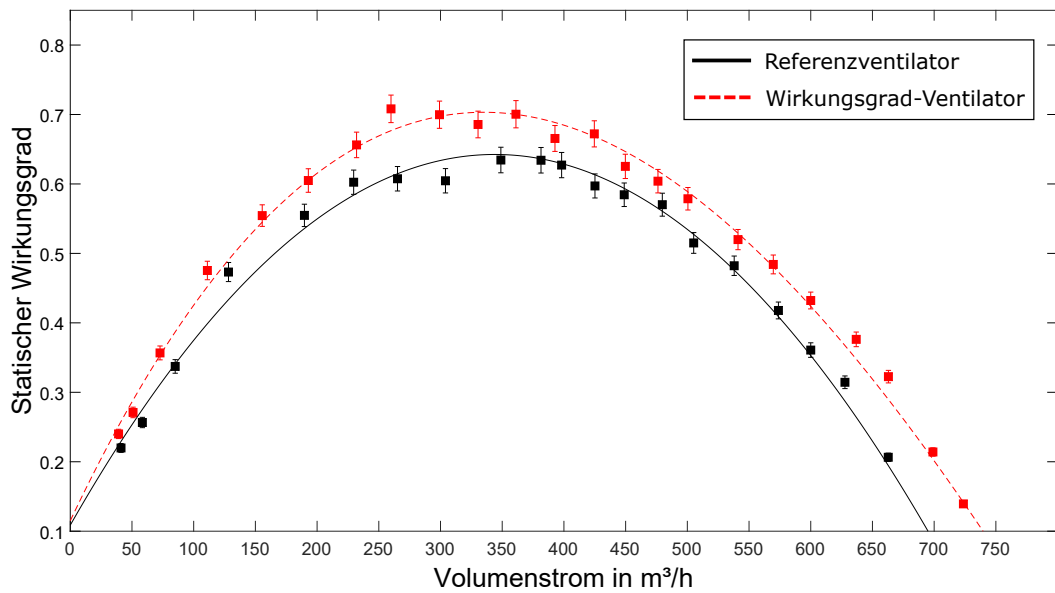


Abbildung 3.8: Statischer Wirkungsgrad des Referenz- und Wirkungsgrad-Ventilators.

ter statischer Wirkungsgrad. Der Bereich des hohen Wirkungsgrades ist im Vergleich zum Referenzventilator etwas breiter. Im Rahmen der Unsicherheiten stellt der Bestpunkt des Referenzventilators bei $350 \frac{m^3}{h}$ eine gute Näherung an den Bestpunkt des Wirkungsgrad-Ventilators dar und wird zum Vergleich genutzt. In Tabelle 3.3 sind die Leistungsdaten der Ventilatoren zusammengefasst.

Tabelle 3.3: Leistungsdaten des Wirkungsgrad-Ventilators im Vergleich zum Referenzventilator.

Parameter	Wirkungsgrad-Ventilator	Referenzventilator
Max. Fördervolumenstrom	$(765 \pm 9) \frac{m^3}{h}$	$(717 \pm 8) \frac{m^3}{h}$
Max. statischer Druckaufbau	$(793,0 \pm 2,0) Pa$ bei $(72,7 \pm 0,8) \frac{m^3}{h}$	$(774,8 \pm 2,0) Pa$ bei $(58,4 \pm 0,7) \frac{m^3}{h}$
Statischer Druckaufbau im BEP	$(623,1 \pm 1,6) Pa$	$(569,7 \pm 1,5) Pa$
Wellendrehmoment im BEP	$(0,254 \pm 0,007) Nm$	$(0,256 \pm 0,007) Nm$
Statischer Wirkungsgrad im BEP	$(70,0 \pm 2,1) \%P$	$(63,4 \pm 1,9) \%$

Der maximale Fördervolumenstrom konnte im Mittel um $48 \frac{m^3}{h}$ bzw. 6,7 % gegenüber dem Referenzmodell erhöht werden. Im Bestpunkt konnte der statische Druckaufbau im Mittel um $53,4 Pa$ bzw. 11,0 % und mit einem nahezu konstanten Wellendrehmoment der statische Wirkungsgrad um 6,6 %P bzw. 10,4 % gesteigert werden.

3.1.3 Geräusch-Ventilator

Abbildungen 3.9 und 3.10 zeigen die Kennlinien des Geräusch-Ventilators im Vergleich zum Referenzventilator.

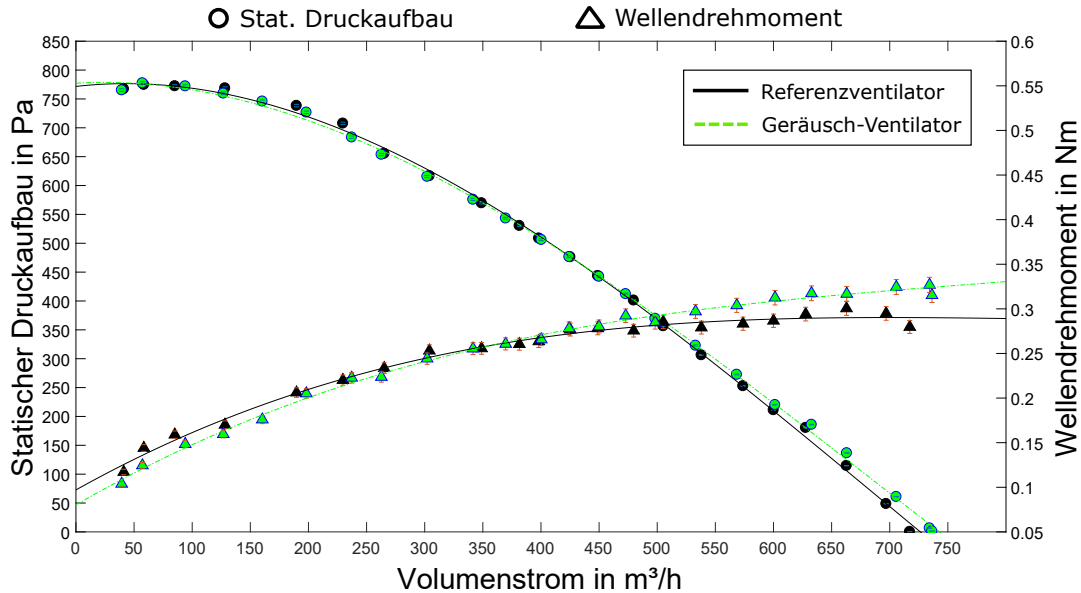


Abbildung 3.9: Statischer Druckaufbau und Wellendrehmoment des Referenz- und Geräusch-Ventilators.

Verglichen mit dem Referenzventilator ist die Kennliniencharakteristik des Geräusch-Ventilators nahezu identisch. Der Förderbereich ist leicht erweitert, wodurch der statische Druckaufbau im Überlastbereich etwas höher ausfällt. Bezüglich des Wellendrehmoments zeigt sich ein qualitativ ähnliches Verhalten wie beim Wirkungsgrad-Ventilator. Im Überlastbereich steigt das Drehmoment jedoch nicht so stark an, fällt aber dennoch höher aus als beim Referenzventilator. Es ergibt sich eine Kennlinie des statischen Wirkungsgrads, die in einem weiten Bereich um den Bestpunkt bei $350 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ im Rahmen der zu erwartenden Unsicherheiten mit der Referenzkennlinie übereinstimmt. Im Unterlastbereich sind leicht höhere Wirkungsgrade des Geräusch-Ventilators erkennbar. Tabelle 3.4 zeigt die Ergebnisse im Vergleich zum Referenzventilator zusammengefasst.

Der maximale Fördervolumenstrom des Geräusch-Ventilators konnte im Mittel um $21 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$ bzw. 2,9 % im Vergleich zum Referenzmodell erhöht werden. Der statische Druckaufbau im BEP ist im Mittel um 3,6 Pa bzw. 0,6 % niedriger. Es ergibt sich im Bestpunkt ein 0,6 %P bzw. 0,9 % geringerer statischer Wirkungsgrad, wobei die Differenz von den Messunsicherheiten überlagert wird.

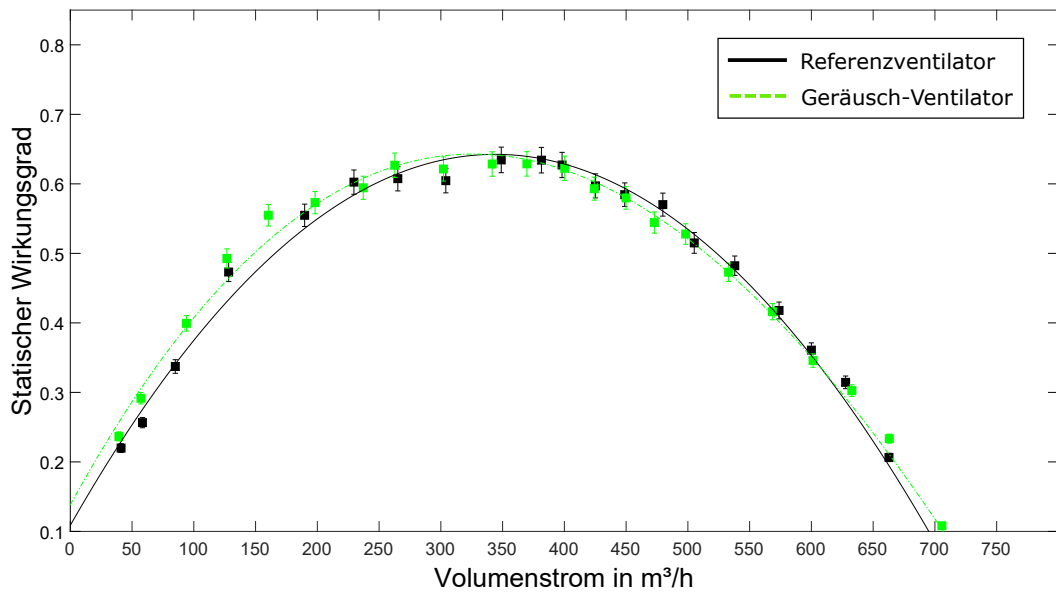


Abbildung 3.10: Statischer Wirkungsgrad des Referenz- und Geräusch-Ventilators.

Tabelle 3.4: Leistungsdaten des Geräusch-Ventilators im Vergleich zum Referenzventilators.

Parameter	Geräusch-Ventilator	Referenzventilator
Max. Fördervolumenstrom	$(738 \pm 8) \frac{m^3}{h}$	$(717 \pm 8) \frac{m^3}{h}$
Max. statischer Druckaufbau	$(777,5 \pm 2,0) Pa$ bei $(57,2 \pm 0,7) \frac{m^3}{h}$	$(774,8 \pm 2,0) Pa$ bei $(58,4 \pm 0,7) \frac{m^3}{h}$
Statischer Druckaufbau im BEP	$(566,1 \pm 1,5) Pa$	$(569,7 \pm 1,5) Pa$
Wellendrehmoment im BEP	$(0,257 \pm 0,007) Nm$	$(0,256 \pm 0,007) Nm$
Statischer Wirkungsgrad im BEP	$(62,8 \pm 1,9) \%P$	$(63,4 \pm 1,9) \%$

3.2 Aeroakustische Untersuchungen

Die aeroakustischen Untersuchungen der Ventilatoren werden mit der Kanal-Methode nach DIN EN ISO 5136 durchgeführt [153]. Zum Vergleich der drei Prototypen werden der in den Auslasskanal abgegebene Schalldruck- bzw. Schallleistungspegel sowie die spektrale Zusammensetzung genutzt.

Gegenüber anderen genormten Messverfahren wie dem Hüllflächen- oder dem Hallraum-Verfahren nach DIN EN ISO 3744 bzw. DIN EN ISO 3741 bietet die Kanal-Methode einen mitunter entscheidenden Vorteil. Das Verfahren ist von praktischem Interesse, da Ventilatoren in den meisten Einbaufällen mit einem druck- und/oder saugseitigen Rohrleitungssystem betrieben werden. Die aeroakustische Schallabstrahlung ist im Saug- und Druckstutzen am größten, worauf bei der Kanal-Methode eingegangen wird. Da die abgestrahlte Schallleistung einer Schallquelle von dessen akustischer Last abhängt, beeinflussen die akustischen Impedanzen am Ein- und Austritt jedoch das Geräuschverhalten des Ventilators, was bei der Kanal-Methode beachtet werden muss (vgl. [154]). Reflexionen an Kanalübergängen, Rohrwänden sowie an offenen Rohrenden und die Notwendigkeit der Schalldruckmessung innerhalb der Strömung können weiterhin zu einer unerwünschten Beeinflussung des Messergebnisses führen. Die auftretenden Phänomene bei der Schallmessung in Kanälen sowie die entsprechenden Gegenmaßnahmen nach DIN EN ISO 5136 sollen daher kurz erläutert werden.

Abbildung 3.11 zeigt den schematischen Messaufbau. Der Ventilatorprüfstand wird mit allen Anbauteilen inklusive Antrieb in einem akustischen Halbfreifeldraum positioniert. Mithilfe eines nach DIN EN ISO 5136 genormten Übergangsstückes wird das rechteckige Spiralgehäuse mit dem runden Messkanal verbunden. Im Messkanal befinden sich drei Kondensator-Mikrofone¹ zur Messung des Schalldruckpegels. Die Mikrofone können einen Schalldruckpegel bis zu 158 dB in einem Freifeldfrequenzbereich von 10 Hz bis 40 kHz messen. In Kombination mit den genutzten Mikrofonvorverstärkern sind die Mikrofone nach IEC 61672 (bzw. ehemals IEC 60651) in der Genauigkeitsklasse 1. Im Anhang A.6 ist ein Ausschnitt des Herstellerdatenblattes zu finden. Die Mikrofone befinden sich in Schlitzrohrsonden² zur Unterdrückung turbulenzbedingter Druckschwankungen. Um Reflexionen durch die zu große akustische Lastimpedanz am offenen Rohrende auf ein notwendiges Maß zu reduzieren und damit axiale Moden im Messkanal zu unterdrücken, wird ein reflexionsarmer Kanalabschluss verwendet. Die Einstellung des Betriebspunktes erfolgt durch eine am Ende des Messkanals angebrachte Drosseleinrichtung. Zur Bestimmung des Druckaufbaus dient ein Prandtl-Rohr im Auslasskanal des Ventilators sowie statische Druckbohrungen an der Eintrittsdüse. Der Aufbau wird vor den akustischen Messungen am Norm-Kammerprüfstand kalibriert.

¹Hersteller: Microtech Gefell GmbH.

²Hersteller: Hottinger Brüel & Kjaer GmbH.

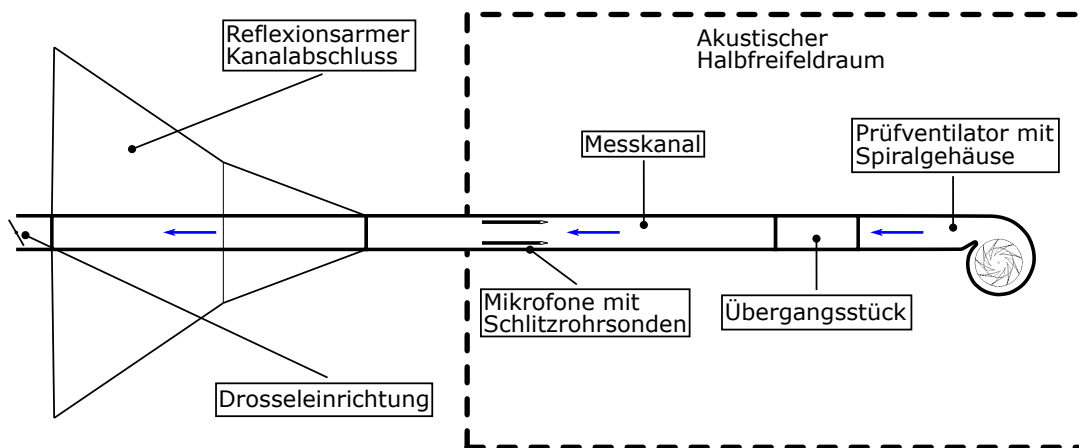


Abbildung 3.11: Schematische Darstellung des genutzten Akustik-Messaufbaus für das Kanal-Verfahren nach DIN EN ISO 5136, nach [30].

Abbildung 3.12 zeigt den Ventilatorprüfstand im Halbfreifeldraum mit dem Prandtl-Rohr sowie dem Übergangsstück zwischen Ventilatorauslass und Messkanal. Im Bildausschnitt ist eines der Messmikrofone dargestellt, die sich in den Schlitzrohrsonden befinden. Der Ventilatorprüfstand ist im geöffneten Zustand ohne Frontabdeckung des Spiralgehäuses sowie Einlaufdüse dargestellt. Abbildung 3.13 zeigt das Kanalende mit dem reflexionsarmen Abschluss sowie die Drosseleinrichtung zur Einstellung des Betriebspunktes.

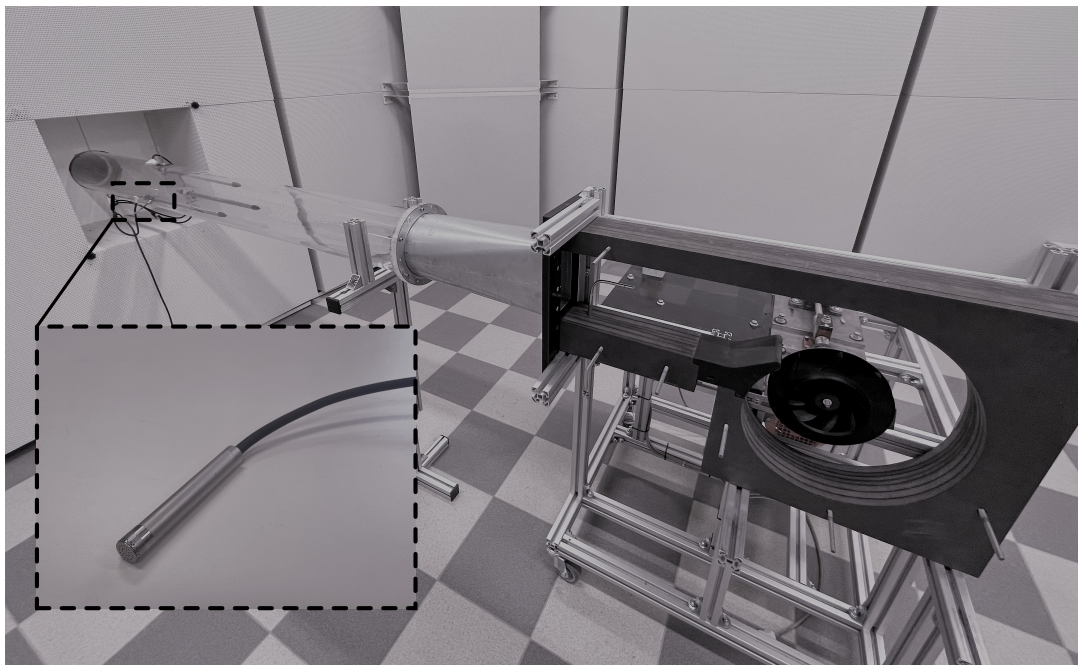


Abbildung 3.12: Akustik-Messaufbau mit Ventilatorprüfstand (geöffnet), Übergangsstück, Messkanal und Mikrofonen mit Schlitzrohrsonden im akustischen Halbfreifeldraum. Der Ausschnitt zeigt eines der genutzten Messmikrofone.

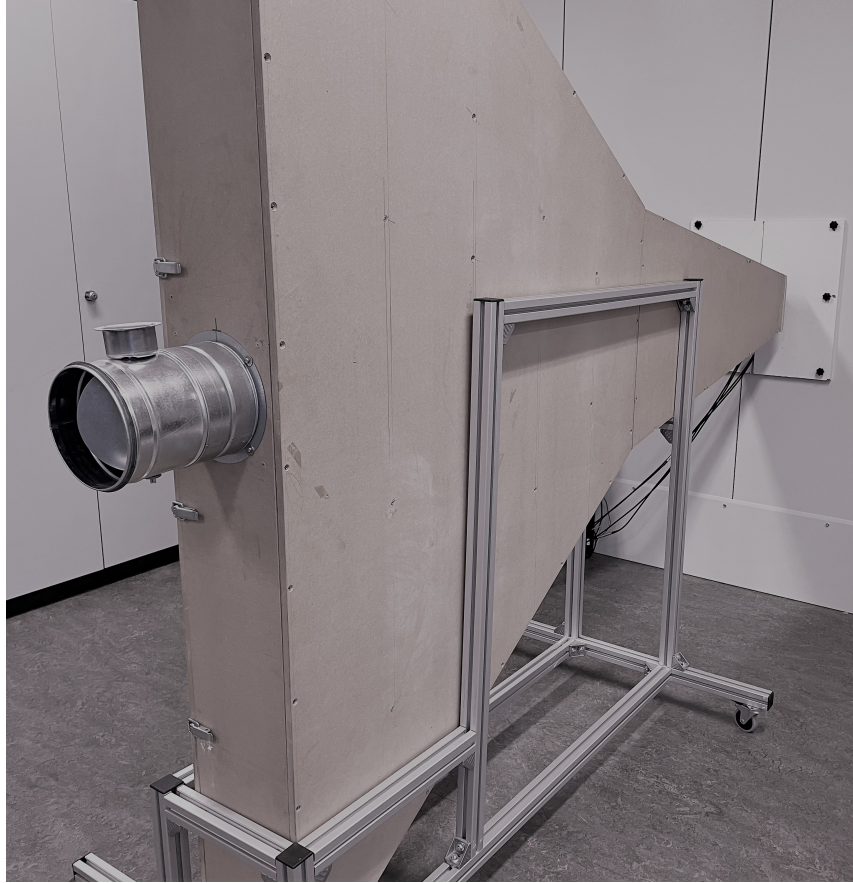


Abbildung 3.13: Darstellung des genutzten reflexionsarmen Kanalabschlusses und der Drosseleinrichtung.

Das verwendete Übergangsstück zwischen Spiralgehäuse und Messkanal muss aus Stahlblech mit einer Mindeststärke von 1 mm gefertigt werden. Die aus akustischen Gründen erforderliche Mindestlänge l_{min} ergibt sich zu [153]:

$$\frac{l_{min}}{l_0} = \frac{A_l}{A_s} - 1 \quad (3.1)$$

l_0 bezeichnet eine Bezugslänge, die mit 1 m festgelegt ist. A_l und A_s bezeichnen die größere bzw. die kleinere Querschnittsfläche der zu verbindenden Kanalabschnitte. Für die gegebenen Querschnitte ergibt sich nach Gleichung 3.1 eine Mindestlänge von 363 mm. Zusätzlich darf der Öffnungswinkel 15° nicht übersteigen, um Ablöseeffekte zu vermeiden. Abbildung 3.14 zeigt eine Skizze des verwendeten Übergangsstücks aus 1 mm Stahlblech mit einer gewählten Länge von 400 mm. Es ergibt sich ein Öffnungswinkel von $3,8^\circ$. Die Flächenverhältnisse liegen innerhalb der von DIN EN ISO 5136 festgelegten Grenzen. Der Messkanal besteht aus 5 mm starkem Plexiglas, hat eine Länge von 2 m und einen Durchmesser 170 mm. Die Maße sind somit ebenfalls normgerecht.

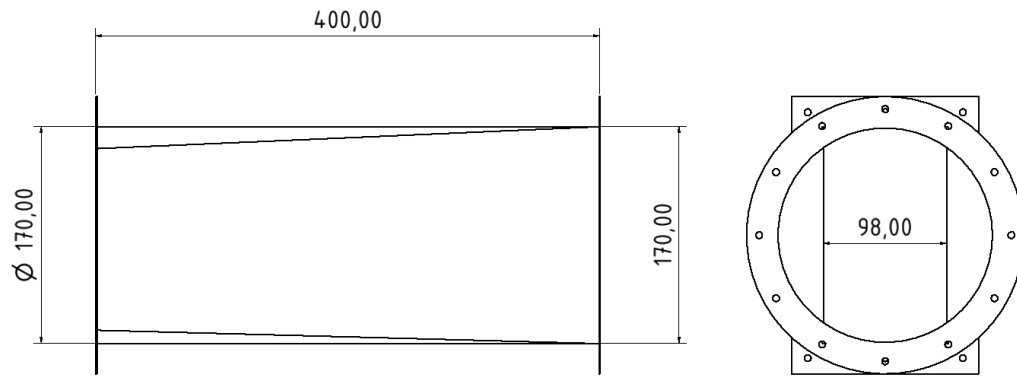


Abbildung 3.14: Übergangsstück zur Verbindung des Ventilatorauslasskanals mit dem Messkanal.

Da die Mikrofone im Messkanal neben den eigentlichen akustischen Wechseldrücken auch den aerodynamischen Druckschwankungen des turbulenten Strömungsfeldes ausgesetzt sind, müssen spezielle Mikrofonwindschirme genutzt werden. Diese sollen den Einfluss von Pseudo-Schall durch Umströmung des Mikrofons sowie von turbulenzbedingten Druckschwankungen, die dem Ventilatorschall überlagert sind, möglichst weit reduzieren (vgl. [154]). Als Windschirme werden Schlitzrohrsonden des Herstellers Brüel & Kjaer (Typ UA 0436) verwendet. Abbildung 3.15 zeigt die Prinzipskizze und eine Schlitzrohrsonde des verwendeten Typs. Die Wirkungsweise beruht auf Laufzeitunterschieden zwischen den turbulenzbedingten und akustischen Wechseldrücken innerhalb und außerhalb des Rohrs. Nähere Informationen können [154, 155] entnommen werden.

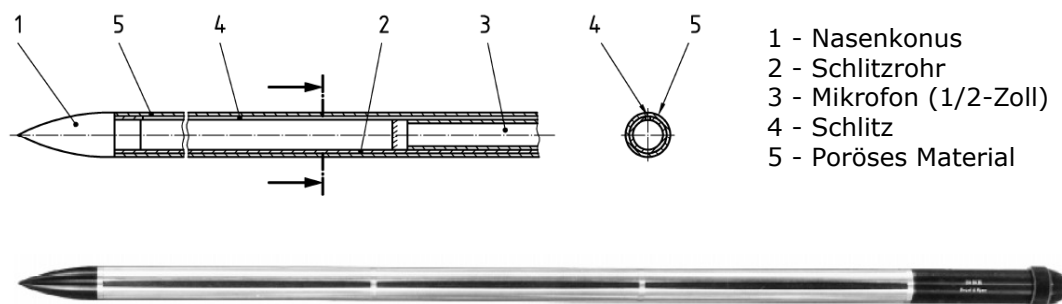


Abbildung 3.15: Oben: Prinzipskizze einer Schlitzrohrsonde für ein 1/2-Zoll-Mikrofon [153, 154]. Unten: Schlitzrohrsonde des Herstellers Brüel & Kjaer Typ UA 0436 [156].

Die Sonden werden mit dem Nasenkonus in Strömungsrichtung positioniert, sodass sie zum Ventilator hinweisen. Nach DIN EN ISO 5136 werden drei Mikrofone gleichmäßig über den Umfang des Messkanals verteilt und achsparallel sowie bezüglich des Schlitzes ausgerichtet. Die Mikrofone werden vor und nach jeder Messreihe mithilfe eines Kalibrators¹ der Ge-

¹Hersteller: Hottinger Brüel & Kjaer, Typ 4231.

nauigkeitsklasse 1 kalibriert. Die Kalibrierung erfolgt mit einem Referenzschalldruckpegel von 94 dB bei 1000 Hz mit einer Kalibrierengenauigkeit von $\pm 0,2$ dB [157]. Zur Kalibrierung der Mikrofone müssen die Schlitzrohrsonden nicht aus dem Messkanal entfernt werden.

Der in Abbildung 3.13 dargestellte reflexionsarme Kanalabschluss dient dazu, einen gleichmäßigen Impedanzübergang zu gewährleisten und damit Reflexionen am Rohrende zurück in den Messkanal zu reduzieren. Somit werden stehende Wellen in axialer Richtung weitgehend unterdrückt und die Messung des Schalleistungspegels ist unabhängig von der Position in Richtung der Kanalachse. Als Maß für die Wirksamkeit des Abschlusses dient der Reflexionsfaktor, der das Verhältnis der Schalldruckamplituden von einfallender zu reflektierter Schallwelle am Kanalende darstellt. Der genutzte reflexionsarme Abschluss ist nach den in der Norm gegebenen Hinweisen konstruiert und getestet [31, 158]. Der Reflexionsfaktor entspricht in einem weiten Frequenzbereich den geforderten Werten. Die Terzbänder mit den Mittenfrequenzen 150 Hz, 200 Hz und 250 Hz weisen einen leicht erhöhten Reflexionsfaktor auf, was hinsichtlich der Unsicherheiten der Ergebnisse berücksichtigt werden muss.

Ab einer Grenzfrequenz, die von der Kanalform, dem Durchmesser und der mittleren Strömungsgeschwindigkeit abhängt, ist der Schalldruckpegel nicht länger konstant über die Kanal-Querschnittsfläche, sondern variiert mit der radialen Position. Nur wenn die Wellenlänge des Schalls groß gegenüber der Kanalabmessung ist, breiten sich die Schallwellen in Form ebener Wellenfronten aus und es kann mithilfe des Schalldruckpegels die Schallleistung bestimmt werden (vgl. [154]). Die Grenzfrequenz unterhalb derer ausschließlich ebene Wellen im Kanal auftreten, ergibt sich zu [153]:

$$f_{1,0} = 0,586 \frac{c}{D} \sqrt{1 - \left(\frac{v_m}{c}\right)^2} \quad (3.2)$$

Für die Messkanalabmessungen ergibt sich beim Bestpunkt des Ventilators eine Grenzfrequenz von 1172 Hz. Oberhalb dieser Grenzfrequenz bilden sich Quermoden über den Querschnitt des Messkanals aus. Um auch in diesem Bereich aus den Schalldruckpegeln auf die Schallleistung schließen zu können, werden nach Norm drei Mikrofone gleichmäßig über den Querschnitt verteilt. Die Positionen der Mikrofone in den Schlitzrohrsonden nah an der Kanalwand, wo die Amplituden der Moden höherer Ordnung in der Regel größer sind, sowie die Mittelung der Schalldruckpegel über dem Querschnitt ergeben einen repräsentativen Wert der in den Kanal abgegebenen Schallleistung (vgl. [154]).

Der über dem Querschnitt gemittelte Schalldruckpegel der drei Mikrofone ergibt sich für jedes Terz-Frequenzband zu [153]:

$$\overline{L_p} = 10 \log \left[\frac{1}{n} \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_{p,i}}{10}} \right] + C \quad (3.3)$$

Hierbei stellt n die Anzahl der genutzten Mikrofone dar. $L_{p,i}$ ist der zeitlich gemittelte Schalldruckpegel des i -ten Mikrofons im betreffenden Frequenzband und C ist die kombinierte Frequenzgangkorrektur des Mikrofons mit Schlitzrohrsonde. Zur Bestimmung von $L_{p,i}$ wird der energie-äquivalente Dauerschallpegel nach Gleichung 1.43 über eine Messdauer von 35 Sekunden bestimmt. Zusätzlich werden die Messungen zehn mal wiederholt, um den Einfluss zufälliger Messabweichungen zu reduzieren.

Die kombinierte Frequenzgangkorrektur C ergibt sich für jede Mikrofon-Schlitzrohrsonden Kombination aus [153]:

$$C = C_1 + C_2 + C_{3,4} \quad \text{in dB} \quad (3.4)$$

Hierbei sind [153]:

- C_1 die Freifeld-Korrektur des Mikrofons
- C_2 die Frequenzgangkorrektur der genutzten Schlitzrohrsonde
- $C_{3,4}$ die kombinierte Korrektur für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit und Modenverteilung der Schlitzrohrsonde

Die Freifeld-Korrektur C_1 ist für jedes Messmikrofon dem individuellen Kalibrierbericht des Herstellers zu entnehmen (siehe Anhang A.6 unten). Die Frequenzgangkorrektur C_2 berücksichtigt den Einfluss der Schlitzrohrsonde auf den Frequenzgang des Mikrofons. Der Korrekturwert muss für jede Mikrofon-Schlitzrohrsonden Kombination nach Normvorgaben ermittelt werden. Demnach ist C_2 im Freifeld aus der Differenz der Terzband-Schalldruckpegel ohne und mit aufgesetzter Schlitzrohrsonde zu ermitteln [153]:

$$C_2 = L_p - L_{p,SRS} \quad (3.5)$$

Hierbei ist L_p der Schalldruckpegel ohne Schlitzrohrsonde und $L_{p,SRS}$ der Schalldruckpegel mit aufgesetzter Schlitzrohrsonde im betreffenden Frequenzband. Abbildung 3.16 zeigt die C_2 Korrekturwerte der drei genutzten Mikrofone, die im akustischen Freifeldraum der Beuth Hochschule für Technik Berlin nach den Richtlinien der DIN EN ISO 5136 ermittelt wurden.

Die kombinierte Korrektur $C_{3,4}$ ergibt sich aus der Korrektur für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit im Messkanal, welche dem Schallsignal überlagert ist und somit den Frequenzgang des Mikrofons beeinflusst, sowie der Korrektur für die Modenverteilung im Kanal. Letztere ist notwendig, um den Einfluss von Quermoden auf den zu bestimmen den Schallleistungspegel bei der Nutzung von Schlitzrohrsonden zu berücksichtigen. Die beiden Korrekturfaktoren sind in älteren Versionen der Norm getrennt bestimmt worden, sind aber in der aktuellen Fassung aufgrund der Arbeiten von F. Arnold et al. und W. Neise zur kombinierten Korrektur $C_{3,4}$ zusammengefasst [154, 159]. $C_{3,4}$ ergibt sich als Funktion der mittleren Strömungsgeschwindigkeit und des Kanaldurchmessers für jedes

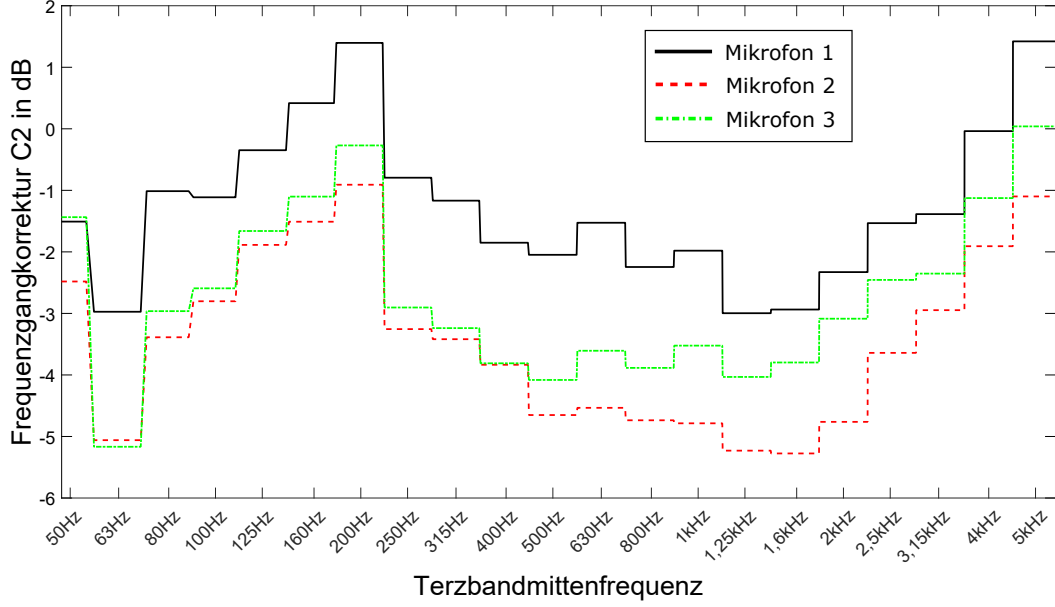


Abbildung 3.16: Ermittelte Frequenzgangkorrektur C_2 der genutzten Mikrofon-Schlitzrohrsonden Kombinationen.

Terz-Frequenzband näherungsweise zu [153]:

$$C_{3,4}(v_m) = \sum_{i=0}^{10} a_i \cdot v_m^i \quad (3.6)$$

Die Koeffizienten a_i können in Abhängigkeit vom genutzten Kanaldurchmesser der Norm entnommen werden. Für die mittlere Geschwindigkeit im Bestpunkt ergeben sich die in Abbildung 3.17 dargestellten Korrekturwerte für die entsprechenden Terzbandmittenfrequenzen.

Aus den korrigierten mittleren Schalldruckpegeln kann der in den Messkanal abgegebene Schalleistungspegel für jedes Terzband bestimmt werden [153]:

$$L_W = \overline{L_p} + \left(10 \log \frac{A}{A_0} - 10 \log \frac{\rho c}{(\rho c)_0} \right) \quad (3.7)$$

Hierbei entspricht A der Querschnittsfläche des Messkanals und A_0 einer Bezugsquerschnittsfläche von 1 m^2 . $(\rho c)_0$ bezeichnet eine Bezugsschallkennimpedanz von $400 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^3}$.

Die Unsicherheiten bei der Bestimmung des Schalleistungspegels mit der Kanal-Methode werden in der DIN EN ISO 5136 in Form von Vergleichsstandardabweichungen angegeben. Diese berücksichtigen das Zusammenwirken aller Einflüsse, die bei der Messung vorhanden sind. Dazu zählen der Aufstellungsort der Schallquelle, Reflexionen an Übergangsstücken sowie Kanalenden, Kalibrierungen der Messgeräte sowie inhärente Umrechnungsfehler bei

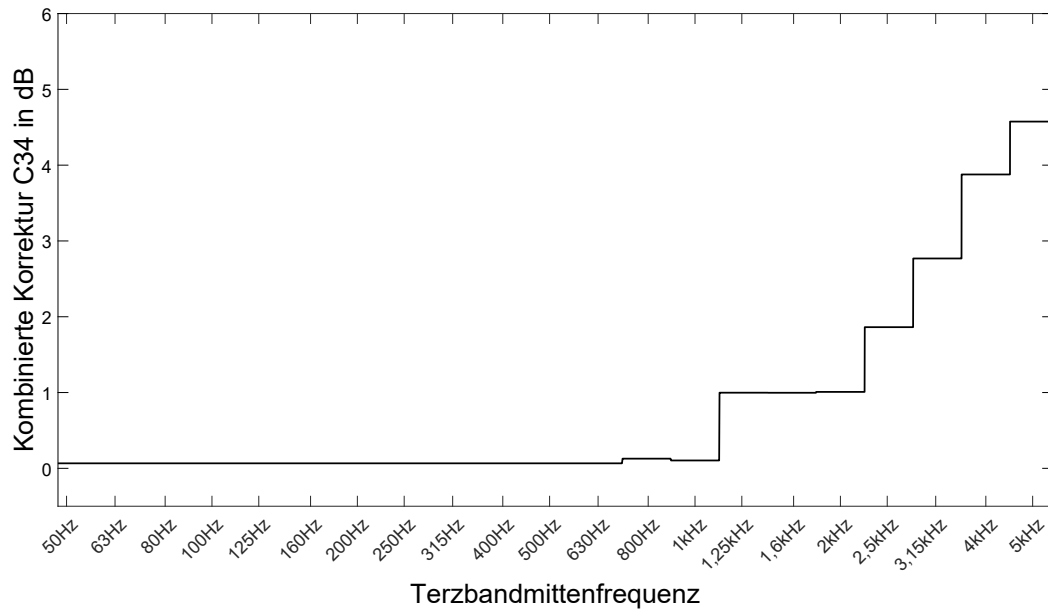


Abbildung 3.17: Nach Norm bestimmte Werte der kombinierten Korrektur $C_{3,4}$ für den Bestpunkt der Ventilatoren.

der Bestimmung des Schallleistungspegels aus Schalldruckmessungen. Die Vergleichsstandardabweichungen sind daher dann zu erwarten, wenn derselbe Ventilator in verschiedenen Laboren mit einem Messaufbau nach DIN EN ISO 5136 untersucht werden würde (vgl. [153]). Die in der Norm angegebenen Standardabweichungen sind in Tabelle 3.5 für die Terzbandmittenfrequenzen bis 10 kHz zusammengefasst. Die Standardabweichungen bezüglich der Wiederholbarkeit des Kanal-Verfahrens sind mit denen anderer Messverfahren zur Bestimmung des Schallleistungspegels vergleichbar (vgl. [154]).

Die Untersuchungen in dieser Arbeit werden mit einem einzigen Prüfstand und denselben Messgeräten durchgeführt, deren Aufstellungsort nicht verändert wird. Lediglich die Ventilatorlaufräder werden variiert. Die Norm gibt in diesen Fällen an, dass die tatsächlichen Standardabweichungen geringer ausfallen können, als die in Tabelle 3.5 angegebenen.

Zur Abschätzung der Unsicherheiten ist der Prüfstand an unterschiedlichen Tagen soweit demontiert worden, wie es für den Tausch der Laufräder notwendig ist. Anschließend ist der Schallleistungspegel gemäß Norm aus einer Messreihe von jeweils zehn Einzelmessungen bestimmt und die zufällige Messunsicherheit berechnet worden, welche die Instabilität der Betriebs- und Aufstellungsbedingungen berücksichtigt. Die Unsicherheiten der Messgeräte, der Einfluss des verwendeten reflexionsarmen Abschlusses sowie von Kanalmoden werden in einer systematischen Unsicherheit zusammengefasst. Hierbei wird der erhöhte Reflexionsgrad des Abschlusses mit einer höheren Unsicherheit in den betreffenden Terzbändern berücksichtigt (vgl. [28]). Tabelle 3.6 zeigt die zu erwartenden Gesamtunsicherheiten des Schallleistungspegels. Da die Untersuchungen der Ventilatoren in einem

Tabelle 3.5: Vergleichsstandardabweichungen der Kanal-Methode nach DIN EN ISO 5136 [153].

Terzbandmitten- frequenz in Hz	Vergleichsstandard- abweichung in dB
50	3,5
63	3,0
80 bis 100	2,5
125 bis 4000	2,0
5000	2,5
6300	3,0
8000	3,5
10000	4,0

Frequenzbereich von 50 Hz bis 5 kHz durchgeführt werden, beschränken sich die Angaben auf diesen Bereich.

Tabelle 3.6: Zu erwartende Gesamtunsicherheiten des Schallleistungspegels, nach [28].

Terzbandmitten- frequenz in Hz	Gesamtstandard- abweichung in dB
50 bis 250	2,6
315 bis 1000	1,6
1250 bis 5000	2,5

Die Signalverarbeitung der akustischen Messungen erfolgt mithilfe der kommerziellen Software SAMURAI Version 2.0 und dem Messsystem Soundbook MK2 der Firma Sinus Messtechnik Leipzig GmbH. Tabelle 3.7 zeigt die genutzten Einstellungen für die Signalverarbeitung. Das Zeitsignal wird mit einer Abtast- oder Samplerate von 12,8 kHz abgetastet, was den Frequenzbereich auf bis zu 5 kHz festlegt. Da die Unsicherheiten darüber hinaus relativ groß und die Schallleistungspegel verhältnismäßig niedrig sind, tragen sie energetisch nicht wesentlich zur Gesamtschallabstrahlung bei und werden vernachlässigt. Der Frequenzbereich wird in 801 Spektrallinien zerlegt, was zu einer Frequenzauflösung von 6,25 Hz führt. Untersuchungen mit einem Auflösungsvermögen von 0,8 Hz haben gezeigt, dass das Spektrum in diesem Fall von vielen Peaks überlagert wird, deren Ursache im Zusammenhang mit dem Antrieb vermutet werden. Untersuchungen von M. Darvish zeigten ebenfalls derartige Peaks im Spektrum von Trommelläufer-Ventilatoren, deren Ursache dem Antrieb zugeschrieben wurde ([30]). Der Informationsgehalt steigt durch die feine Auflösung nicht merklich.

Tabelle 3.7: Genutzte Einstellungen für die akustische Signalverarbeitung mit SAMURAI.

Allgemeine Einstellungen	
Anzahl der Messungen	10
Messdauer	35 s
Frequenzbereich	10 Hz - 5 kHz
Abtastrate	12,8 kHz
FFT Einstellungen	
Spektrallinien	801
Fensterfunktion	von-Hann ¹
Mittelungsmodus	Fast
Zeitkonstante ²	0,125 s
Deltazeit ³	2,56 s
Terzband Einstellungen	
Frequenzbereich	50 Hz - 5 kHz
Mittelungsmodus	Fast
Zeitkonstante	0,125 s
Deltazeit	0,12 s

3.2.1 Referenzventilator

Abbildung 3.18 zeigt das gemessene Schalldruckpegelspektrum des Referenzventilators im Bestpunkt. Da die Norm nur eine Korrektur der Terzbandpegel vorsieht, sind die Schmalbandspektren nicht korrigiert. Die Grenzfrequenz, unter welcher sich ausschließlich ebene Wellen im Messkanal ausbreiten, ist gestrichelt dargestellt. Die Blattfolgefrequenz (BPF) ist im Spektrum klar erkennbar und dominant, wie es für diesen Ventilortyp zu erwarten ist. Zusätzlich ist ein Peak unterhalb der BPF bei 162,5 Hz erkennbar dessen Ursache nicht gänzlich bekannt ist. Da der Ventilatorprüfstand in einem Halbfreifeldraum platziert ist, können äußere Einflüsse ausgeschlossen werden. Der Fremdgeräuschpegel im Halbfreifeldraum bei stillgelegtem Ventilator liegt bei maximal 40 dB im niedrigen Frequenzbereich um 50 Hz. Im Bereich ab 50 Hz bis 5 kHz beträgt der Fremdgeräuschpegel maximal 25 dB und ist damit weit unterhalb des Ventilatorgeräusches. Neben dem Ventilator selbst kommen als Schallquelle der gesamte Antriebsstrang sowie der Messaufbau in Frage. Die im hohen Frequenzbereich über 3000 Hz auftretenden vielen kleinen Peaks können ebenfalls mit dem Antrieb oder mit Kanalmoden im Zusammenhang stehen.

¹Die von-Hann Fensterfunktion wird häufig als Hanning-Fenster bezeichnet.

²Zeitkonstante zur Zwischenspeicherung im gewählten Mittelungsmodus [160].

³Zeitkonstante zur Speicherung der Daten [160].

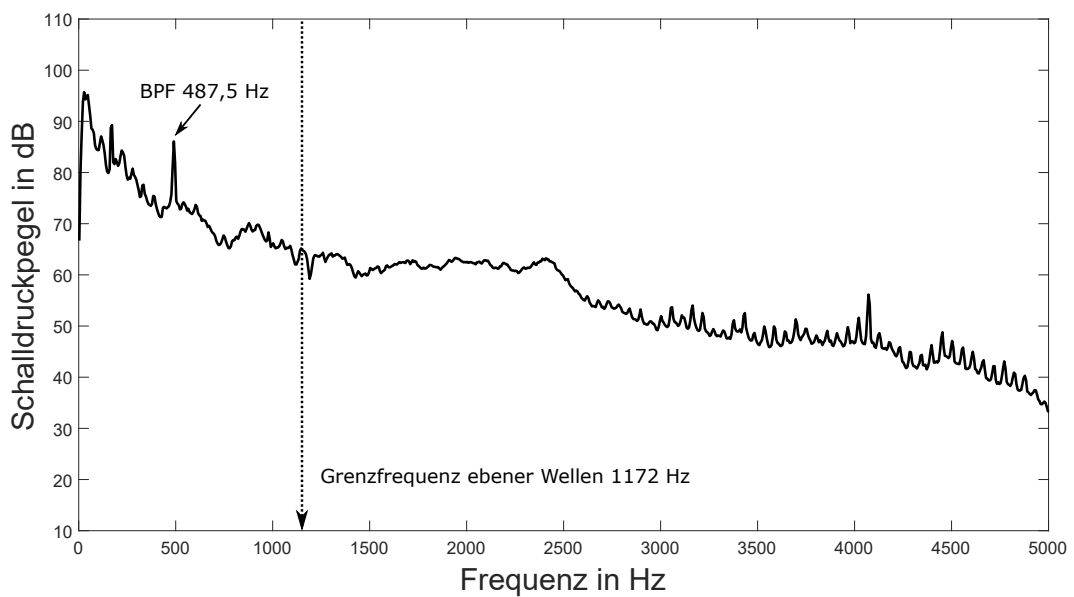


Abbildung 3.18: Unbewertetes und unkorrigiertes Schalldruckpegelspektrum des Referenzventilators im Bestpunkt.

Zur genaueren Untersuchung wird eine Leermessung des Antriebs durchgeführt. Dafür werden sowohl die Mikrofone innerhalb der Schlitzrohrsonden im Messkanal als auch ein Mikrophon direkt neben dem Antrieb genutzt. Abbildung 3.19 zeigt die Spektren des Schalldruckpegels im Vergleich zum Referenzventilator.

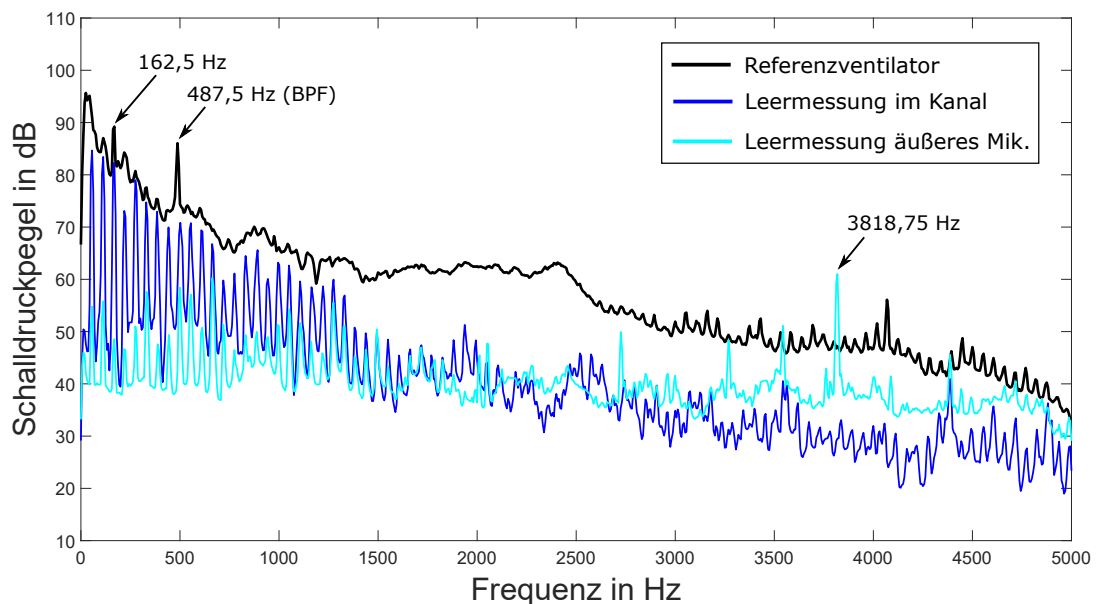


Abbildung 3.19: Unbewertetes und unkorrigiertes Schalldruckpegelspektrum des Antriebs im Vergleich zum Referenzventilator im Bestpunkt.

Es ist deutlich zu erkennen, dass die Luftschallabstrahlung des Antriebs keinen Einfluss auf das gemessene Ventilatorgeräusch bei tiefen und mittleren Frequenzen hat, da die Pegel (hellblau dargestellt) weit unterhalb derer des Ventilators liegen. Im hohen Frequenzbereich sind große Spitzen im Spektrum des Mikrofonsignals außerhalb des Prüfstandes erkennbar, welche mit der Pulsweitenmodulation des Frequenzumrichters im Zusammenhang stehen. Diese reichen teilweise in das Spektrum des Ventilators, wodurch ein Einfluss nicht gänzlich ausgeschlossen werden kann.

Der gemittelte Schalldruckpegel der Mikrofone innerhalb des Messkanals (dunkelblau dargestellt) zeigt, dass ein Einfluss des Antriebs im Frequenzbereich unterhalb von etwa 1,5 kHz möglich ist. Bei 162,5 Hz reicht eine Spitze des Antriebs in die Größenordnung des Ventilator-Breitbandpegels. Auch im Bereich zwischen 162,5 Hz und der Blattfolgefrequenz ist der Störabstand zwischen Antriebs- und Ventilatorgeräusch klein. Ein Einfluss auf die Pegel bei der Blattfolgefrequenz scheint aufgrund des großen Störabstandes bei dieser Frequenz ausgeschlossen. Innerhalb des Messkanals sind die Pegel im hohen Frequenzbereich insgesamt niedriger.

Um eine Entstehung von tonalen Anteilen im Spektrum durch die Drosselklappenstellung am Kanalauslass auszuschließen, wurde eine Messreihe im Überlastbereich bei weit geöffnete Drosselklappe durchgeführt. Abbildung 3.20 zeigt das entsprechende Schalldruckpegelspektrum im Vergleich zum Bestpunkt. Es sind keine Tonalitäten in den Spektren der unterschiedlichen Betriebspunkte zu erkennen, die einen Einfluss der Drosselklappenstellung vermuten lassen. Die tonalen Anteile sind hinsichtlich der Frequenzlage in beiden Spektren im Rahmen der Frequenzauflösung identisch. Zusätzlich ist erkennbar, dass die Schallabstrahlung direkt proportional zum Fördervolumenstrom ist. Dieses Verhalten zeigte sich ebenfalls bei den Untersuchungen von M. Darvish [30]. Im hier betrachteten Fall wirkt sich der höhere Volumenstrom insbesondere auf die Pegel im Bereich von etwa 600 Hz bis 3,7 kHz aus.

Da die optimierten Ventilatoren direkt mit dem Referenzmodell verglichen werden sollen und alle Varianten mit demselben Prüfstand bei konstanter Drehzahl und Förderrate untersucht werden, führt der Einfluss des Antriebs sowie die Spitzen im hohen Frequenzbereich nicht zu einer Fehlinterpretation der Ergebnisse der Optimierungen.

Abbildung 3.21 und Tabelle 3.8 zeigen den unbewerteten Terzband-Schalleistungspegel des vom Referenzventilator im untersuchten Frequenzbereich in den Messkanal abgestrahlten Schalls im Bestpunkt. Der Schalleistungspegel bei der Blattfolgefrequenz beträgt $(69,5 \pm 1,6)$ dB und dient ebenfalls als Vergleichswert mit den optimierten Ventilatoren.

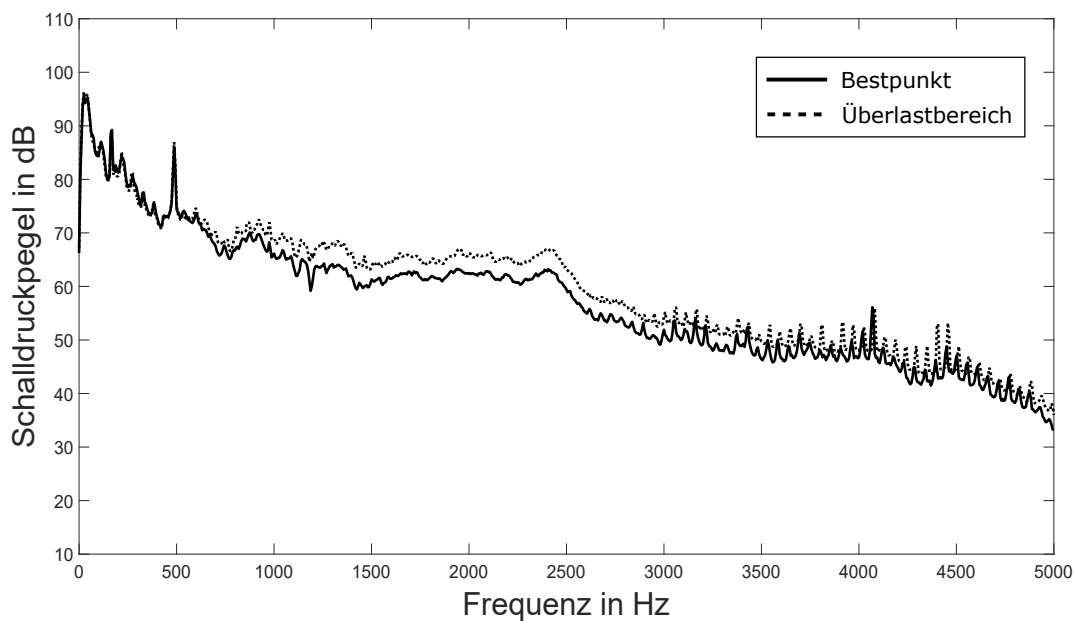


Abbildung 3.20: Unbewertete und unkorrigierte Schalldruckpegelspektren des Referenzventilators im Bestpunkt sowie im Überlastbereich.

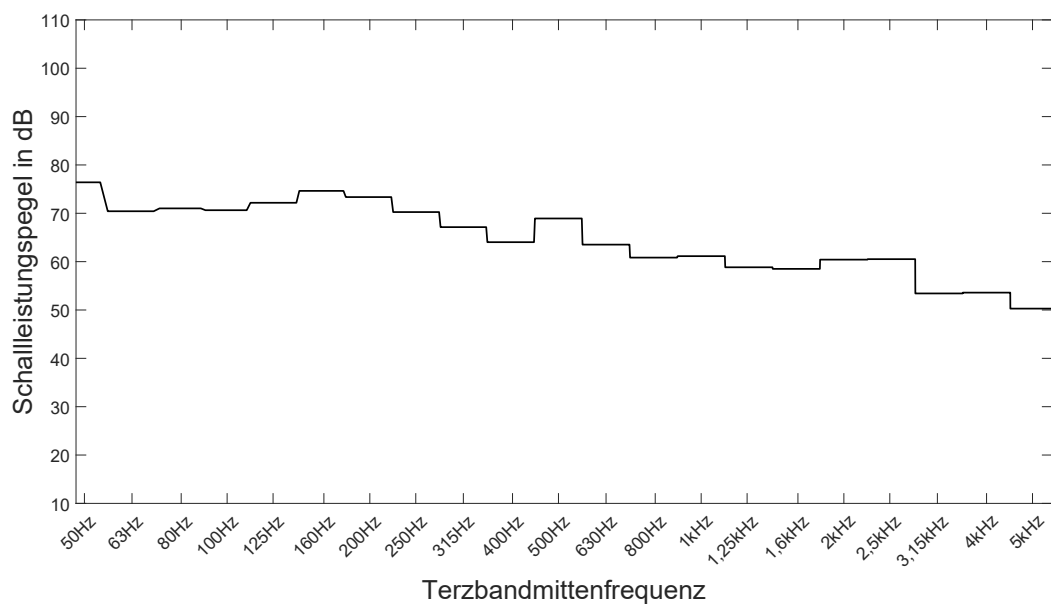


Abbildung 3.21: Unbewerteter Terzband-Schallleistungspegel des vom Referenzventilator in den Auslasskanal abgestrahlten Schalls im Bestpunkt.

Tabelle 3.8: Ergebnisse der akustischen Untersuchungen des Referenzventilators im Bestpunkt.

Terzbandmitten- frequenz in Hz	Schallleistungspegel in dB
50	76,2(2,6)
63	70,3(2,6)
80	70,9(2,6)
100	70,5(2,6)
125	72,0(2,6)
160	74,5(2,6)
200	73,2(2,6)
250	70,1(2,6)
315	67,0(1,6)
400	63,9(1,6)
500	68,8(1,6)
630	63,4(1,6)
800	60,7(1,6)
1000	61,0(1,6)
1250	58,7(2,5)
1600	58,4(2,5)
2000	60,3(2,5)
2500	60,4(2,5)
3150	53,3(2,5)
4000	53,5(2,5)
5000	50,2(2,5)
$L_{W,BPF}$	69,5(1,6)

3.2.2 Wirkungsgrad-Ventilator

Abbildung 3.22 zeigt den Schalldruckpegel des Wirkungsgrad-Ventilators im Bestpunkt im Vergleich zum Referenzventilator.

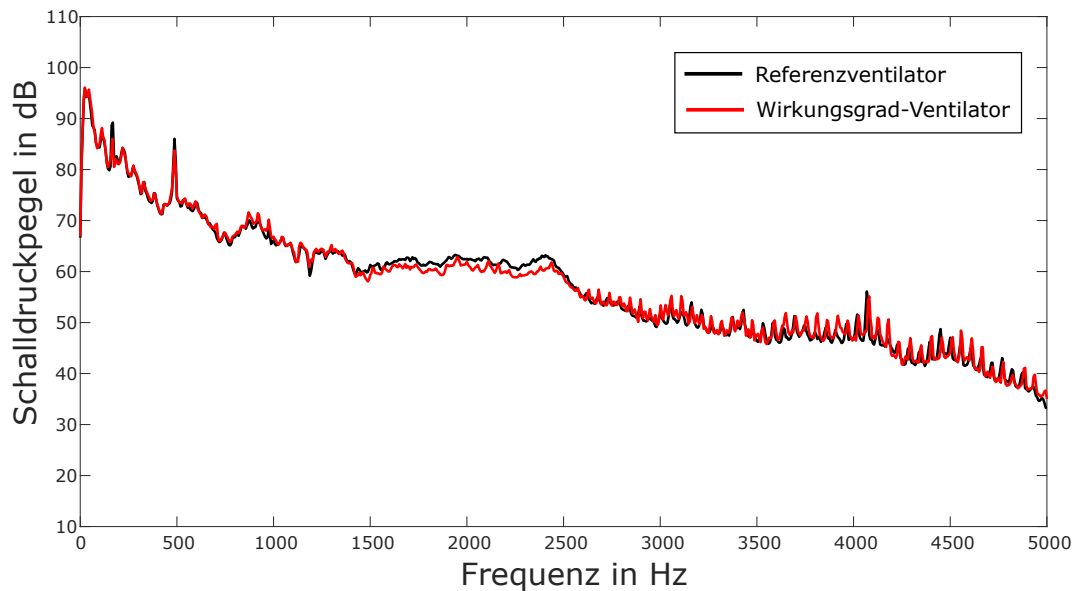


Abbildung 3.22: Unbewertetes und unkorrigiertes Schalldruckpegelspektrum des Wirkungsgrad-Ventilators im Bestpunkt verglichen mit dem Referenzventilator.

Im Bereich bis etwa 1,3 kHz sind die Ventilatoren im Hinblick auf den Schalldruckpegel nahezu identisch. Bei der Blattfolgefrequenz, die als Bezugsfrequenz in der Optimierung genutzt wurde, zeigt sich ein im Mittel um 2,3 dB niedrigerer Schalldruckpegel des Wirkungsgrad-Ventilators. Im Optimierungsprozess ist dagegen ein minimal erhöhter Pegel bei der Blattfolgefrequenz des Wirkungsgrad-Ventilators zu verzeichnen. Der Peak bei 162,5 Hz ist im Mittel um 3,3 dB niedriger. Im Bereich von etwa 1,3 kHz bis 2,3 kHz liegen die Pegel leicht unterhalb derer des Referenzventilators. Im hohen Frequenzbereich sind die Pegelverläufe ähnlich. Ein qualitativ identisches Verhalten zeigt sich auch beim Vergleich der Ventilatoren im Überlastbereich, welcher in Abbildung 3.23 dargestellt ist. Auch bei höheren Volumenströmen liegt der Wirkungsgrad-Ventilator in diesem Bereich vergleichbar unterhalb des Referenzventilators. Weiterhin ist die bereits beschriebene Abhängigkeit des Schalldruckpegels vom Fördervolumenstrom auch beim Wirkungsgrad-Ventilator zu erkennen. Diese ist ebenfalls besonders im Bereich von etwa 600 Hz bis 3,7 kHz festzustellen.

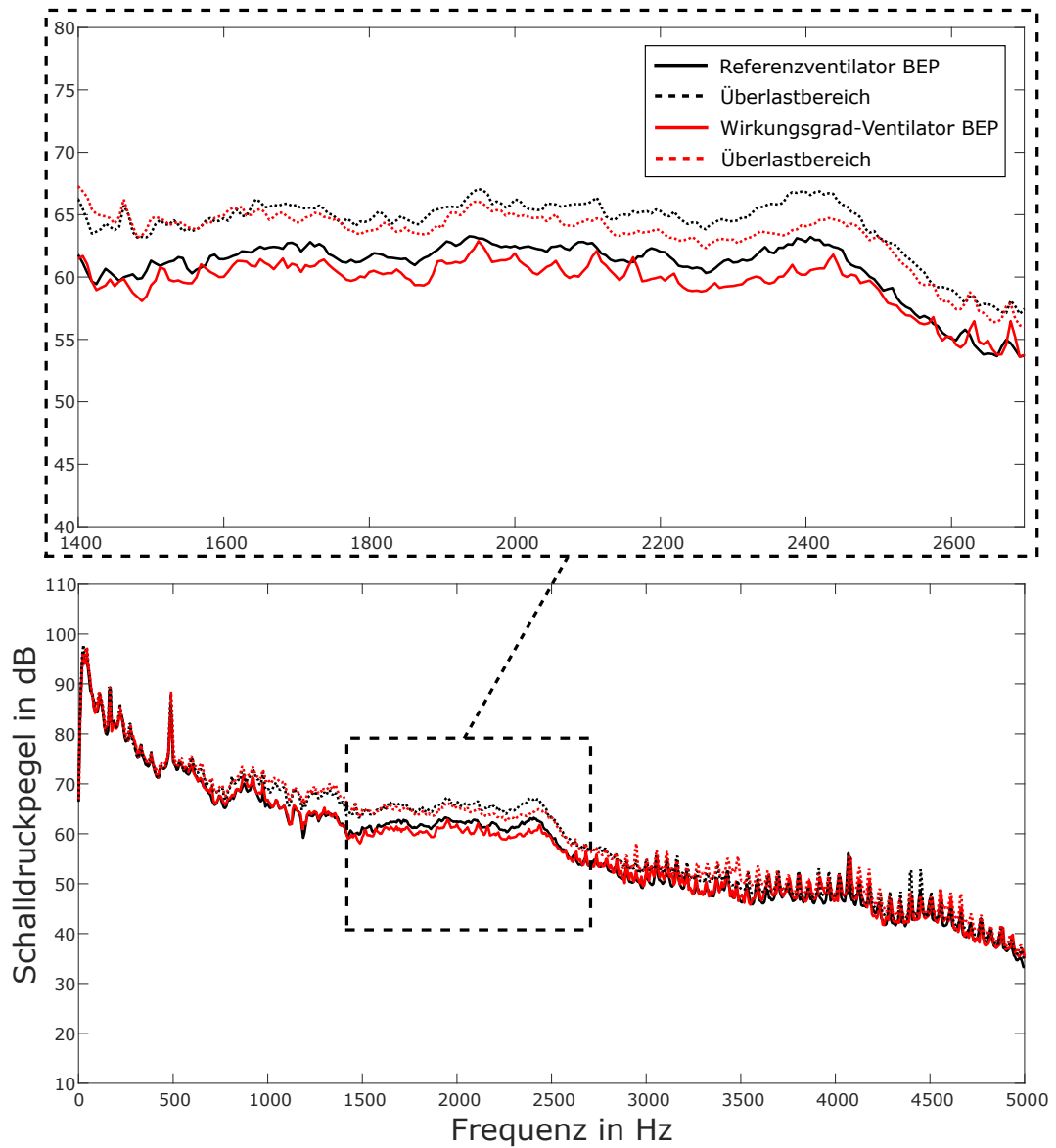


Abbildung 3.23: Unbewertete und unkorrigierte Schalldruckpegelspektren des Wirkungsgrad-Ventilators im Überlastbereich und Bestpunkt verglichen mit dem Referenzventilator.

Abbildung 3.24 und Tabelle 3.9 zeigen die unbewerteten Terzband-Schalleistungspegel der beiden Ventilatoren im Bestpunkt sowie die Änderung bezüglich der Referenz.

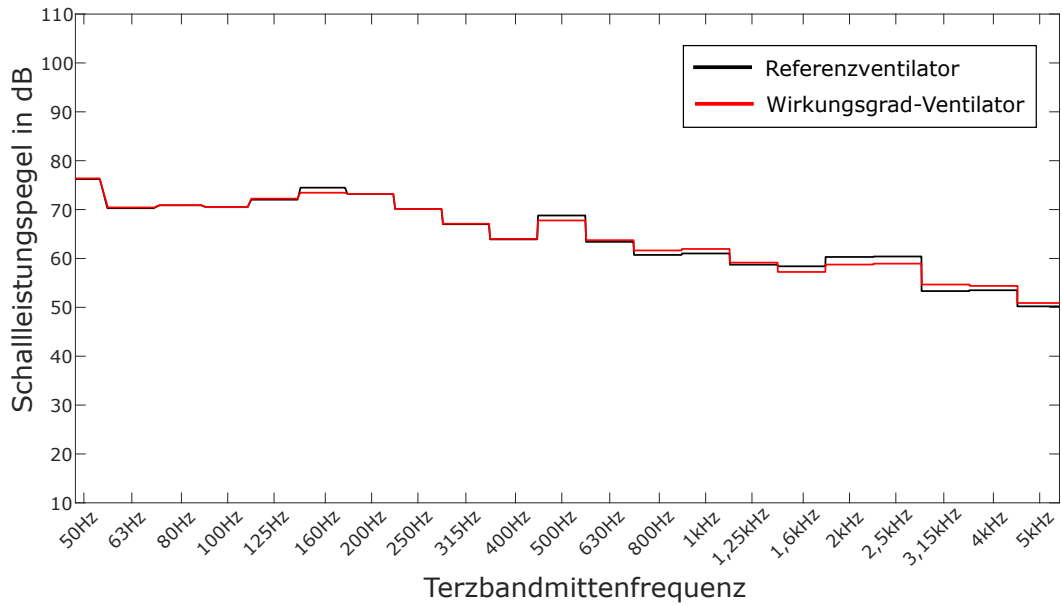


Abbildung 3.24: Unbewerteter Terzband-Schallleistungspegel des Wirkungsgrad-Ventilators im Bestpunkt im Vergleich zum Referenzventilator.

Aus Tabelle 3.9 wird ersichtlich, dass die Änderungen des Schallleistungspegels innerhalb der zu erwartenden Unsicherheiten liegen. Eine Bewertung des Optimierungsergebnisses ist daher nur bedingt möglich. Die qualitativen Ähnlichkeiten der Schalldruckpegelspektren auch im Überlastbereich lassen jedoch eine Verringerung der Schallabstrahlung des Wirkungsgrad-Ventilators in den Frequenzbereichen von etwa 1,3 kHz bis 2,3 kHz sowie bei der Blattfolgefrequenz vermuten. Die BPF stellt die dominanteste Frequenz im Spektrum dar, welche um über 2 dB reduziert werden konnte. Die Dezibelskala ist so gewählt, dass eine Änderung von 1 dB einen gerade noch hörbaren Unterschied darstellt (vgl. [109]). Da tonale Geräusche häufig als unangenehm empfunden werden, kann die Reduzierung zu einer angenehmeren Wahrnehmung des Wirkungsgrad-Ventilators führen, auch wenn sich der Summenpegel nicht signifikant verändert.

Die Ergebnisse der aeroakustischen Untersuchungen zeigen, dass sich die verbesserten aerodynamischen Eigenschaften des Wirkungsgrad-Ventilators stärker auf die Schallabstrahlung auswirkten, als es numerisch berechnet wird. Dies kann jedoch unter anderem stark vom Zusammenwirken zwischen Ventilator und Gehäuse sowie Einlaufdüse abhängen. Da der Inverse Design Solver eine Schallabstrahlung ins Freifeld annimmt, wird diese Interaktion nicht berücksichtigt. Aufschluss darüber sollen anschließende Strömungssimulationen liefern.

Tabelle 3.9: Ergebnisse der akustischen Untersuchungen des Wirkungsgrad-Ventilators im Bestpunkt im Vergleich zum Referenzventilators.

Terzbandmitten- frequenz in dB	Schallleistungspegel in dB		Mittlere abs. Änderung in dB
	Wirkungsgrad- Ventilator	Referenzventilator	
50	76,3(2,6)	76,2(2,6)	+ 0,1
63	70,4(2,6)	70,3(2,6)	+ 0,1
80	70,9(2,6)	70,9(2,6)	0
100	70,5(2,6)	70,5(2,6)	0
125	72,1(2,6)	72,0(2,6)	+ 0,2
160	73,4(2,6)	74,5(2,6)	- 1,1
200	73,2(2,6)	73,2(2,6)	0
250	70,1(2,6)	70,1(2,6)	0
315	67,0(1,6)	67,0(1,6)	0
400	63,9(1,6)	63,9(1,6)	0
500	67,8(1,6)	68,8(1,6)	- 1,0
630	63,6(1,6)	63,4(1,6)	+ 0,2
800	61,6(1,6)	60,7(1,6)	+ 0,9
1000	61,9(1,6)	61,0(1,6)	+ 0,9
1250	59,2(2,5)	58,7(2,5)	+ 0,5
1600	57,2(2,5)	58,4(2,5)	- 1,2
2000	58,7(2,5)	60,3(2,5)	- 1,6
2500	58,9(2,5)	60,4(2,5)	- 1,5
3150	54,5(2,5)	53,3(2,5)	+ 1,2
4000	54,4(2,5)	53,5(2,5)	+ 0,9
5000	50,8(2,5)	50,2(2,5)	+ 0,6
$L_{W,BPF}$	67,2(1,6)	69,5(1,6)	- 2,3

3.2.3 Geräusch-Ventilator

Abbildung 3.25 zeigt den Schalldruckpegel des Geräusch-Ventilators im Bestpunkt im Vergleich zum Referenzventilator.

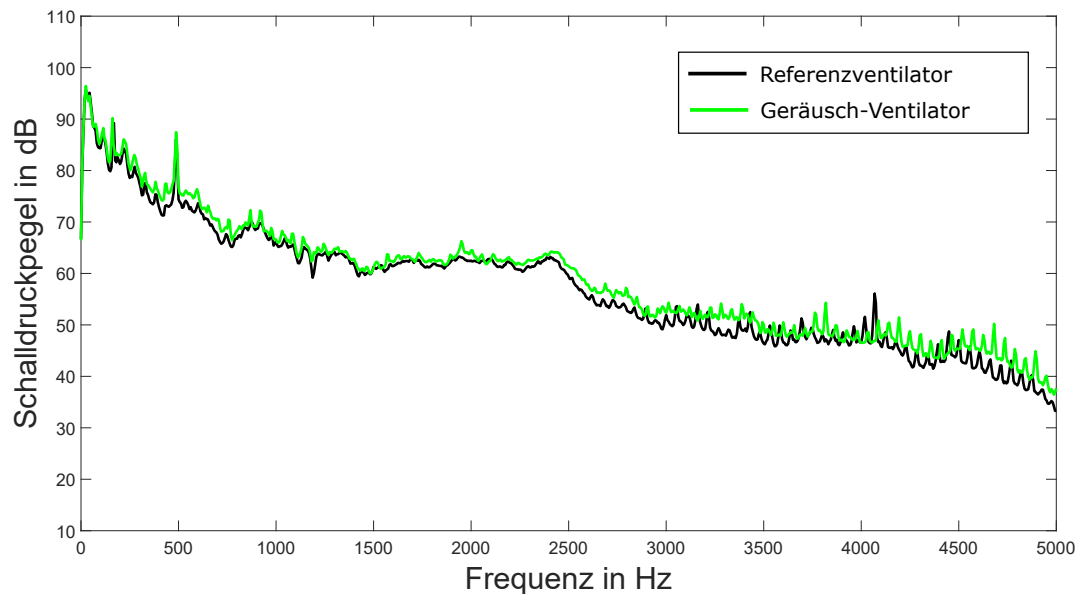


Abbildung 3.25: Unbewertetes und unkorrigiertes Schalldruckpegelspektrum des Geräusch-Ventilators im Bestpunkt verglichen mit dem Referenzventilator.

Der geräuschoptimierte Ventilator weist im niedrigen Frequenzbereich bis etwa 800 Hz einen insgesamt höheren Schalldruckpegel im Vergleich zum Referenzventilator auf. Bei der Blattfolgefrequenz ist eine Erhöhung des Schalldruckpegels um 1,4 dB im Mittel festzustellen. Im Optimierungsprozess zeigt sich dagegen eine numerisch bestimmte Verringerung des Pegels von über einem Dezibel bei der BPF. Insbesondere der Frequenzbereich um die Blattfolgefrequenz bei 487,5 Hz zeigt erhöhte Pegel. Im Frequenzbereich von 800 Hz bis etwa 2,3 kHz sind die Pegelverläufe ähnlich mit leicht höheren Pegeln des Geräusch-Ventilators. Darüber hinaus steigen die Schalldrücke des Geräusch-Ventilators im Vergleich zum Referenzventilator bis zum Ende des Messbereichs wieder an. Wie bereits beim Wirkungsgrad-Ventilator zeigt sich das gleiche Verhältnis der Pegelverläufe ebenfalls im Überlastbereich. Die Schalldruckpegelspektren sind in Abbildung 3.26 dargestellt. Auch beim Geräusch-Ventilator ist die allgemeine Pegelerhöhung in Abhängigkeit des Fördervolumenstroms in guter Übereinstimmung mit den anderen Ventilatoren zu erkennen. Im Fall des Geräusch-Ventilators ist der Pegelunterschied im Überlastbereich bis zum Messbereichsende festzustellen.

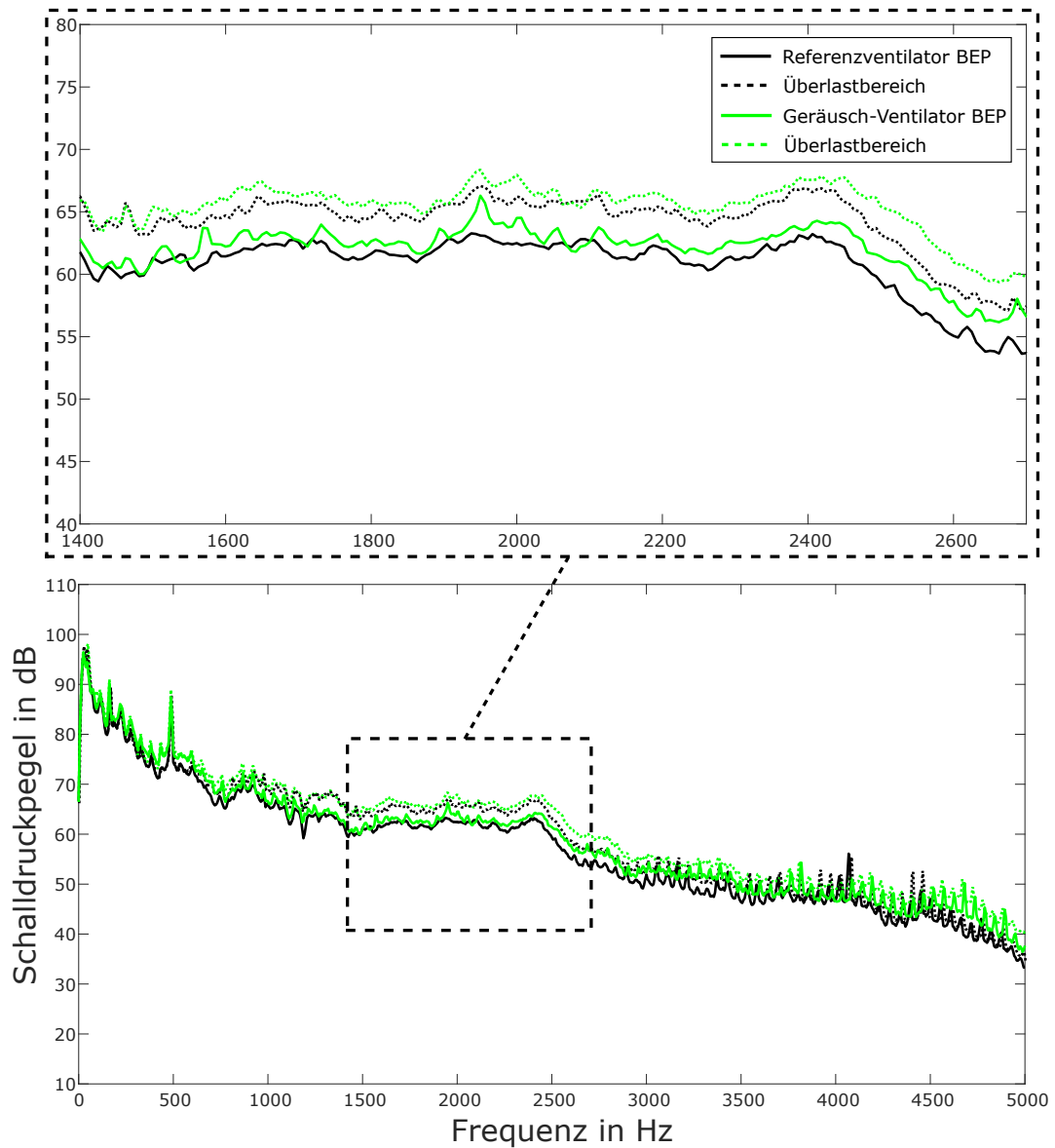


Abbildung 3.26: Unbewertete und unkorrigierte Schalldruckpegelspektren des Geräusch-Ventilators im Überlastbereich und Bestpunkt verglichen mit dem Referenzventilator.

In Abbildung 3.27 sowie Tabelle 3.10 sind die Ergebnisse der Messungen des Bestpunktes in Form der Terzband-Schallleistungspegel im Vergleich zum Referenz-Ventilator dargestellt. Auch in den Terzbändern ist die Pegelerhöhung im niedrigen Frequenzbereich und insbesondere um die Blattfolgefrequenz im 500 Hz Band ersichtlich. Darüber hinaus werden die Pegelunterschiede etwas geringer und steigen im hohen Frequenzbereich ab 2,5 kHz insgesamt wieder leicht an.

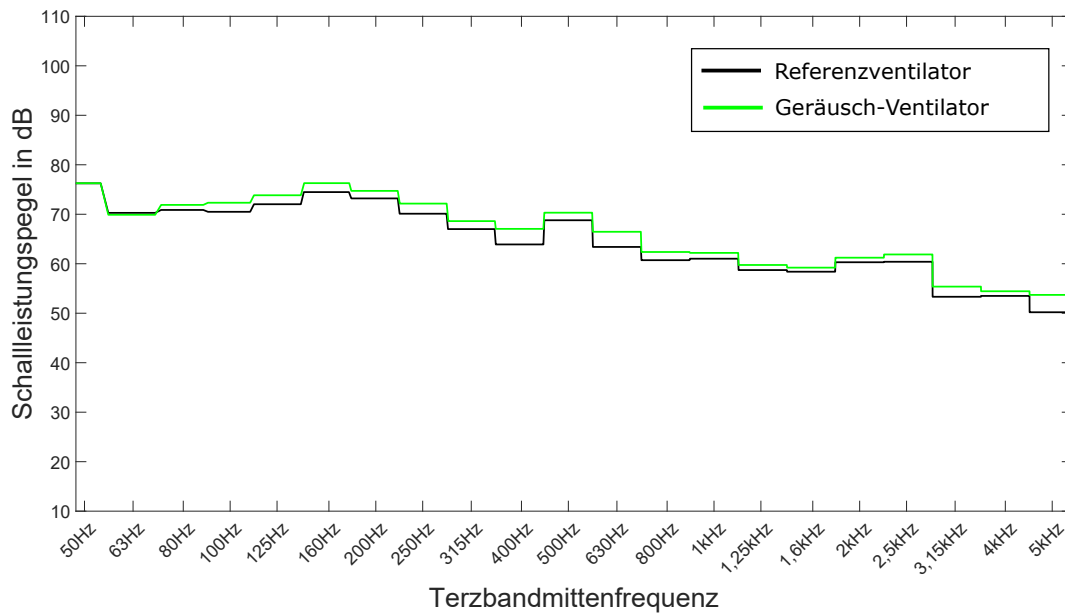


Abbildung 3.27: Unbewerteter Terzband-Schallleistungspegel des Geräusch-Ventilators im Bestpunkt im Vergleich zum Referenzventilator.

Der Vergleich der Schallleistungspegel der Ventilatoren in Tabelle 3.10 zeigt, dass auch beim Geräusch-Ventilator die Änderungen zum Großteil innerhalb der Messunsicherheiten liegen. Um den Bereich der Blattfolgefrequenz sind jedoch deutlich erhöhte Schallleistungspegel beim Geräusch-Ventilator, die oberhalb der Grenzen der Messunsicherheit liegen, zu erkennen. Wie bereits beim Wirkungsgrad-Ventilator lassen zusätzlich die qualitativ gut übereinstimmenden Pegelverläufe der beiden Ventilatoren im Bestpunkt sowie im Überlastbereich auf eine höhere Schallabstrahlung des Geräusch-Ventilators im annähernd gesamten untersuchten Frequenzbereich schließen. Der gesteigerte Breitbandpegel sowie die Erhöhung der Pegel um die Blattfolgefrequenz führen zu einem erhöhten Summenpegel und einem insgesamt lauterem Betriebsgeräusch als beim Referenzventilator.

Die aeroakustischen Messungen des Geräusch-Ventilators können den Trend der Optimierung nicht bestätigen. Weder bei der als Zielgröße gewählten Blattfolgefrequenz noch in einem anderen Frequenzbereich zeigen sich signifikant verringerte Schalldruck- bzw. Schallleistungspegel des Geräusch-Ventilators gegenüber dem Referenzventilator. Strömungssimulationen sollen dabei helfen, die insbesondere um die BPF auftretende Pegelerhöhung zu erklären.

Tabelle 3.10: Ergebnisse der akustischen Untersuchungen des Geräusch-Ventilators im Bestpunkt im Vergleich zum Referenzventilators.

Terzbandmitten- frequenz in dB	Schalleistungspegel in dB		Mittlere abs. Änderung in dB
	Geräusch- Ventilator	Referenzventilator	
50	76,2(2,6)	76,2(2,6)	0
63	70,0(2,6)	70,3(2,6)	- 0,3
80	71,9(2,6)	70,9(2,6)	+ 1,0
100	72,3(2,6)	70,5(2,6)	+ 1,8
125	73,8(2,6)	72,0(2,6)	+ 1,8
160	76,3(2,6)	74,5(2,6)	+ 1,8
200	74,7(2,6)	73,2(2,6)	+ 1,5
250	72,2(2,6)	70,1(2,6)	+ 2,1
315	68,7(1,6)	67,0(1,6)	+ 1,7
400	67,0(1,6)	63,9(1,6)	+ 3,1
500	70,3(1,6)	68,8(1,6)	+ 1,5
630	66,5(1,6)	63,4(1,6)	+ 3,1
800	62,4(1,6)	60,7(1,6)	+ 1,7
1000	62,2(1,6)	61,0(1,6)	+ 1,2
1250	59,8(2,5)	58,7(2,5)	+ 1,1
1600	59,2(2,5)	58,4(2,5)	+ 0,8
2000	61,2(2,5)	60,3(2,5)	+ 0,9
2500	61,9(2,5)	60,4(2,5)	+ 1,5
3150	55,4(2,5)	53,3(2,5)	+ 2,1
4000	54,4(2,5)	53,5(2,5)	+ 0,9
5000	53,7(2,5)	50,2(2,5)	+ 3,5
$L_{W,BPF}$	70,9(1,6)	69,5(1,6)	+ 1,4

Kapitel 4

Numerische Untersuchungen

Das Strömungsgebiet der drei getesteten Ventilatoren soll mithilfe der numerischen Strömungsmechanik näher untersucht werden. Ziel der Simulationen ist es, qualitative sowie quantitative Unterschiede im Geschwindigkeits- und Druckfeld zu ermitteln, die Rückschlüsse auf die individuellen Leistungscharakteristiken der untersuchten Laufräder und speziell deren Schaufelgeometrien ermöglichen. Die im folgenden zum Postprocessing genutzten Simulationen sind in einer begleitenden Masterthesis durchgeführt worden [161].

4.1 Numerisches Modell

Die Strömungssimulationen inklusive pre- und post processing werden mithilfe des kommerziellen CFD-Softwarepaketes *Simcenter STAR-CCM+* durchgeführt. Die Berechnungen erfolgen auf unstrukturierten Gittern mit ca. 15 Mio. Zellen. Das Verhältnis der Zellanzahl im Rotor und Stator beträgt etwa 2:1, um die Rotordurchströmung mit hinreichender Genauigkeit auflösen zu können. Einlaufdüse und Laufrad werden mit Polyederzellen vernetzt, da diese insbesondere für komplexe und wirbelbehaftete Strömungen geeignet sind (vgl. [139]). Für das Spiralgehäuse werden *trimmed* Zellen genutzt, welche auf klassischen Hexaederzellen beruhen, die von der zu vernetzenden Geometrie „beschnitten“ werden. Beide Netztypen sind für Simulationen von Radialventilatoren geeignet und vielfach getestet, beispielsweise in [30, 162]. Abbildung 4.1 zeigt Ausschnitte des numerischen Gitters des Referenzventilators. Zur Auflösung der Grenzschichten werden 8 bis 12 Prismenzellen genutzt. Mithilfe dieser, z.B. im Ausschnitt der Zungengeometrie in Abbildung 4.1 sichtbaren Hexaederzellen, wird sichergestellt, dass die Fluidgrenzschicht mit der notwendigen räumlichen Genauigkeit in Richtung der Wandnormalen aufgelöst wird.

Als Maß dient der dimensionslose Wandabstand y^+ , welcher mithilfe der Wandschubspannungen τ_w bzw. der Wandschubspannungsgeschwindigkeit u_τ sowie der Wandnormalenkoordinate y gebildet werden kann [137]:

$$y^+ = \frac{y u_\tau}{\nu} \quad \text{mit } u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (4.1)$$

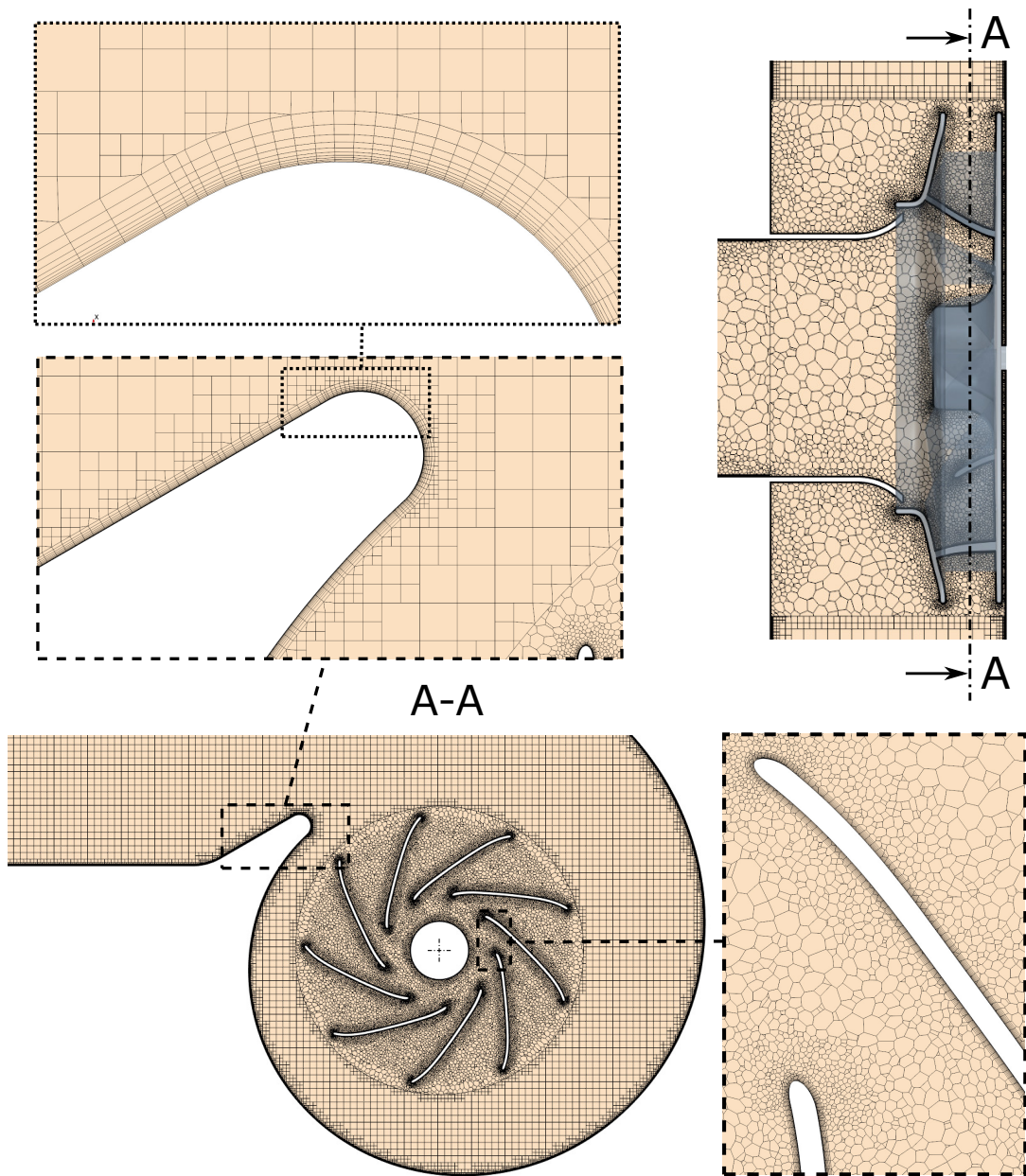


Abbildung 4.1: Numerisches Gitter des Referenzventilators.

Um möglichst realitätsnahe Randbedingungen für die Fluidgeschwindigkeit, Turbulenzparameter und Temperatur an der Wand festlegen zu können, muss der dimensionslose Wandabstand den Anforderungen des gewählten Turbulenzmodells sowie der genutzten Wandfunktion genügen. Damit wird sichergestellt, dass die Strömung und insbesondere die Entstehung der Turbulenz in diesem Bereich gut approximiert werden kann. Für die Simulationen der Ventilatoren werden die instationären Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (URANS) in Verbindung mit dem k - ω SST (engl. *shear stress transport*) Turbulenzmodell genutzt. Die Rotation des Laufrades wird mit der *Rigid Body Motion* Methode realisiert, bei welcher der Rotor und das entsprechende Gitter rotiert werden. Die Verbindung der Rotor- und Statorregionen erfolgt über interne Fluid-Fluid Schnittstellen, an denen die Strömungsvariablen übergeben werden. Um den Einfluss der Interpolation der Variablen bei der Übergabe zu minimieren, ist die Zellgröße an den Schnittstellen einander angepasst.

Das genutzte SST Modell verbindet die Vorteile der guten Beschreibung wandnaher Bereiche des k - ω Modells, mit der Robustheit des k - ϵ Modells in der freien Strömung (vgl. [139]). Auch bei Radialventilatoren können die aerodynamischen Aspekte hiermit gut abgebildet werden (vgl. z.B. [162]). Das Modell kann, abhängig von den vorliegenden Strömungsbedingungen, lokal zwischen dem Verhalten der Turbulenzmodelle wechseln, da die Transportgleichungen für ϵ und ω ineinander überführt werden können (vgl. [139]). In Verbindung mit dem genutzten Modell wird die genaue räumliche Auflösung der Fluidgrenzschichten empfohlen, wenn beispielsweise Ablöseeffekte untersucht werden sollen. Das bedeutet, dass sich der Zellmittelpunkt des ersten Netzelementes an der Wand in jedem Fall innerhalb der viskosen Unterschicht befinden muss. Es werden Werte von $y^+ \approx 1$ empfohlen (vgl. [139]). Der in *STAR-CCM+* genutzte *two-layer all- y^+* Ansatz stellt eine dynamische Methode zur Handhabung der Wandfunktionen dar. Diese bietet sich insbesondere bei Problemstellungen an, bei denen es aufgrund lokal unterschiedlicher Geometrien oder Strömungszustände schwierig ist, ein konsistentes Netz für die exakte Auflösung der viskosen Unterschicht zu erstellen. Hierbei sind grundsätzlich auch Zellen im Übergangsbereich ($5 < y^+ < 30$) zwischen viskoser Unterschicht und der Überlappungsschicht ($y^+ > 30$)¹ zulässig, insofern der Zellmittelpunkt des ersten Elements innerhalb der viskosen Unterschicht ($0 \leq y^+ < 5$) liegt (vgl. [139]). Liegen die y^+ Werte lokal über 30, wird das logarithmische Wandgesetz zur Approximation der Grenzschichtströmung verwendet, womit Aussagen zu Ablöseeffekten und Wandeinflüssen nur noch bedingt möglich sind.

¹Die Bereiche innerhalb der Fluidgrenzschicht haben fließende Übergänge und oftmals wird der Beginn der Überlappungsschicht bzw. das Ende der Übergangsschicht mit $y^+ = 70$ angegeben [45, 137]. In diesem Fall wird jedoch auf die Empfehlungen bezüglich der Nutzung der Wandfunktionen in *STAR-CCM+* verwiesen, welche das Logarithmische Wandgesetz schon ab $y^+ = 30$ nutzen [139].

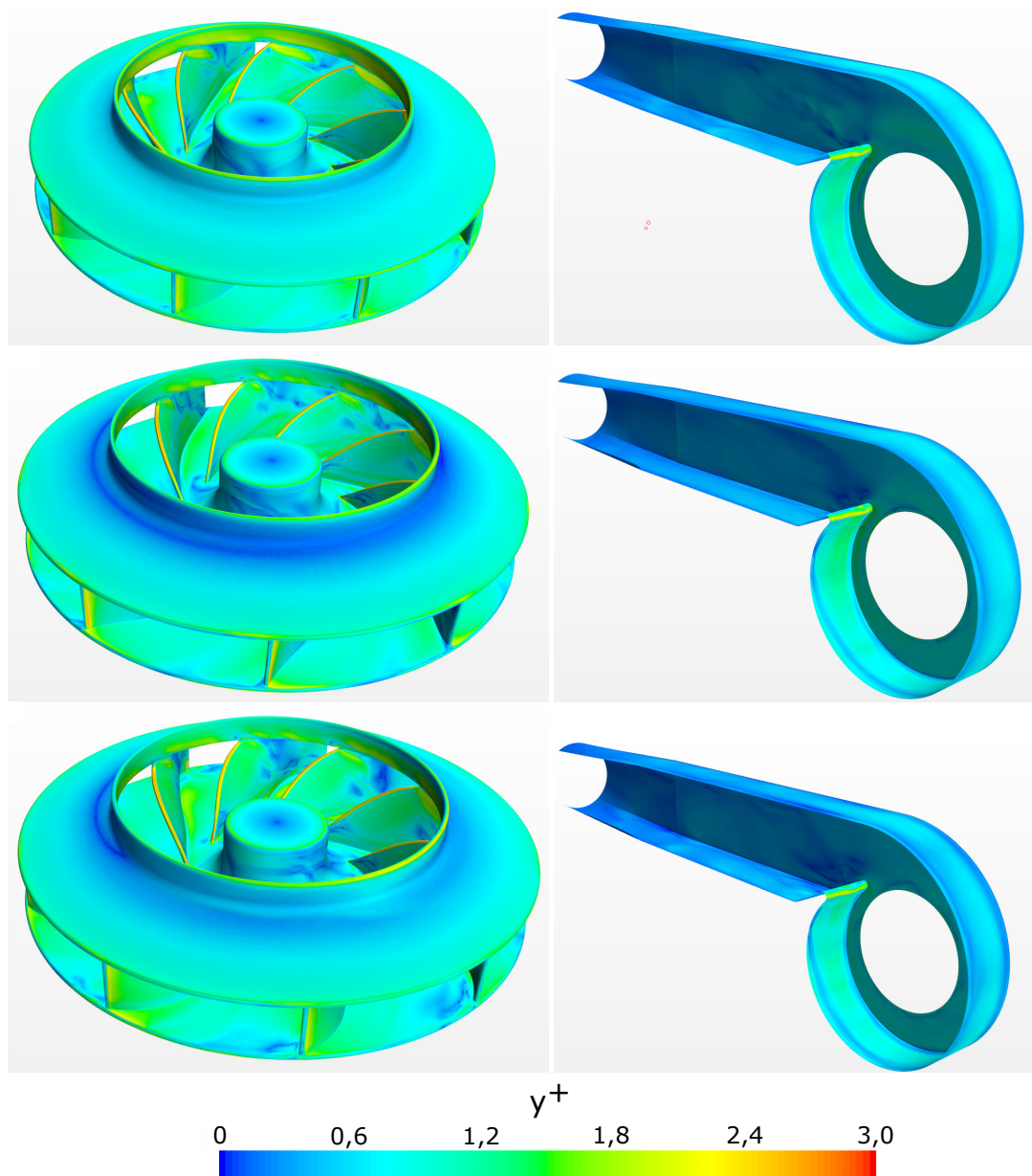


Abbildung 4.2: Dimensionslose Wandabstände y^+ der Simulationsmodelle. Oben: Referenzventilator Mitte: Wirkungsgrad-Ventilator Unten: Geräusch-Ventilator.

Abbildung 4.2 zeigt Konturen der y^+ Werte der Laufräder und Spiralgehäuse der drei berechneten Ventilatoren. Der Großteil der y^+ Werte liegt um und unter 1, während die Maximalwerte im Bereich der Schaufeleintrittskanten und Spiralgehäusezungen um etwa 2 bis 3 liegen.

Die Oberflächenrauigkeit der im Rapid Prototyping Verfahren hergestellten Prototypen wird in den Simulationen nicht berücksichtigt. Experimentelle Untersuchungen haben keinen messbaren Unterschied der integralen Werte Druckaufbau sowie Rotordrehmoment und mithin des Wirkungsgrades bei Ventilatoren mit verschiedener Oberflächennachbehandlung gezeigt. So erreichten ein geschliffener, ein chemisch geglätteter und ein nicht nachbearbeiteter Prototyp im Rahmen der Messunsicherheiten identische Ergebnisse. Weiterhin wurden die technischen Rauheiten der Oberflächen bestimmt und in eine äquivalente Sandrauheit nach Schlichting [45] umgerechnet. Es zeigt sich, dass sich die Rauheitselemente der geschliffenen Wand rechnerisch vollständig innerhalb der viskosen Unterschicht befinden (vgl. [152]). Es ist daher davon auszugehen, dass die Oberflächenrauigkeit mit den genutzten Parametern des Rapid Prototyping und anschließendem Schleifen keinen oder nur geringen Einfluss auf die Aerodynamik hat, womit die Wände in den Simulationen als hydraulisch glatt angenommen werden.

Die transienten Simulationen werden mithilfe konvergierter stationärer Lösungen unter Verwendung der *Moving Reference Frame* Methode initialisiert, die auf denselben numerischen Gittern berechnet werden. Somit sollen möglichst stabile Bedingungen zum Beginn der instationären Simulationen gewährleistet werden. Die Wahl des Zeitschrittes, welcher die zeitliche Diskretisierung des Modells beschreibt, spielt eine wichtige Rolle zur möglichst genauen Auflösung des Strömungsgebietes. Dieser muss je nach Problemstellung auf die physikalischen Gegebenheiten und die genutzten Solver abgestimmt werden. Bei rotierenden Systemen wird typischerweise ein Zeitschritt gewählt, der einer Rotordrehung von 1° entspricht, um transiente Effekte abbilden zu können (vgl. [139]).

Vorherige Untersuchungen an Radialventilatoren haben gezeigt, dass die aerodynamischen Eigenschaften und insbesondere integrale Werte wie der Druckaufbau und das Rotordrehmoment mit Zeitschritten von bis zu $3,6^\circ$ Rotorumdrehung bei Trommelläufer-Ventilatoren im Rahmen der zu erwartenden Unsicherheiten gut bestimmt werden können (vgl. [18, 30, 163]). Der Zeitschritt für die instationären Simulationen wird daher mit $1,026 \cdot 10^{-4}$ s, entsprechend 2° Rotorumdrehung bei Nenndrehzahl, festgelegt.

Um eine gute Konvergenz innerhalb jedes physikalischen Zeitschrittes des impliziten Solvers sicherzustellen, muss eine ausreichende Anzahl innerer Iterationen festgelegt werden. 10 bis 15 innere Iterationen gewährleisten einen Abfall der Residuen um mindestens zwei Größenordnungen innerhalb jedes Zeitschrittes bei den untersuchten Modellen. Die Residuen beschreiben dabei die Abweichungen der Lösungen der diskretisierten Transportgleichungen je Zeitschritt. Bei einer perfekt konvergierten Lösung würden die absoluten Werte der Residuen die Werte der Maschinengenauigkeit erreichen (vgl. [139]), was jedoch häufig nicht möglich und in den meisten Fällen nicht notwendig ist, um die gewünschten Ergebnisse mit der notwendigen Genauigkeit in einer vertretbaren Zeit zu erzielen. Die Beurteilung der Konvergenz einer Lösung muss jedoch von Fall zu Fall entschieden werden.

und beruht neben den Residuen auf weiteren Parametern wie beispielsweise den gewählten Diskretisierungsverfahren sowie der Beobachtung physikalischer Größen wie Druckaufbau, Drehmoment oder verschiedener Beiwerte.

Zur Diskretisierung der Konvektions- und Diffusionsterme in *STAR CCM+* wird das lineare Aufwindverfahren (engl. *Upwind Differencing Scheme*) genutzt, welches eine Genauigkeit zweiter Ordnung bietet und für RANS Modelle empfohlen wird. Das Verfahren ist weniger diffusiv als das Aufwindverfahren erster Ordnung und bietet eine Genauigkeit, die mit der des zentralen Differenzenverfahrens vergleichbar ist, neigt dabei aber weniger zu unphysikalischen Oszillationen.

Der transiente Term wird mithilfe der impliziten *Backward Differentiation Formula* zweiter Ordnung (BDF2)¹ diskretisiert, bei welchem die aktuelle Lösung sowie die Lösungen der letzten beiden vorherigen Zeitschritte ausgewertet werden (vgl. [139]).

Die für den Vergleich mit den Experimenten notwendigen integralen Werte Druckaufbau und Rotordrehmoment werden über eine Dauer von zwei Rotorumdrehungen gemittelt, nachdem ein quasi-stationärer Zustand erreicht ist. Dafür werden etwa vier bis sechs Rotorumdrehungen benötigt. Die Simulationen werden auf einem 12-Kern Server (Intel Xeon) mit 2,66 GHz und 96 GB Arbeitsspeicher für die Ventilatorbestpunkte durchgeführt.

4.2 Validierung und Vergleich der Ventilatoren

Zur Validierung der Simulationen werden die Ergebnisse in Form des statischen Ventilatordruckaufbaus, des Rotordrehmoments und des statischen Wirkungsgrades nach Gleichung 1.19 mit den experimentellen Daten im Bestpunkt verglichen. Tabelle 4.1 zeigt die Ergebnisse der Simulationen.

Es zeigt sich, dass der statische Druckaufbau in den Simulationen bei allen drei Ventilatoren geringfügig zu hoch bestimmt wird. Eine mögliche Ursache sind in der Numerik nicht berücksichtigte Leckageverluste, die sich in den Experimenten beispielsweise an der Durchführung der Laufradantriebswelle in das Spiralgehäuse ergeben. Der Trend, der sich in den Experimenten zeigt, spiegelt sich dennoch in den Simulationen wieder. So erreicht der Wirkungsgrad-Ventilator einen merklich höheren freiausblasenden Druckaufbau. Der Geräusch-Ventilator liegt auch in den Simulationen leicht unterhalb des Referenzventilators.

¹Die Backward Differentiation Formula 1. Ordnung (BDF1) ist das implizite Euler-Verfahren, welches hierbei um einen weiteren vorherigen Zeitschritt erweitert wird.

Tabelle 4.1: Ergebnisse der Simulationen im Bestpunkt im Vergleich mit den experimentellen Daten.

Ventilator- modell	Stat. Druckaufbau in Pa		Rotordrehmoment in Nm		Stat. Wirkungsgrad in %	
	Exp.	Sim.	Exp.	Sim.	Exp.	Sim.
Referenzventilator	569,7(1,5)	597,3	0,256(0,007)	0,250	63,4(1,9)	68,3
Wirkungsgrad- ventilator	623,1(1,6)	632,5	0,254(0,007)	0,251	70,0(2,1)	72,0
Geräusch- ventilator	566,1(1,5)	588,2	0,257(0,007)	0,250	62,8(1,9)	67,2

Das Rotordrehmoment wird bei allen Ventilatoren leicht zu niedrig bestimmt, liegt aber dennoch im Bereich der Messunsicherheit der experimentellen Untersuchungen. Auch hier wird die Ursache im idealisierten Modell der Numerik angenommen. In den Simulationen werden Effekte wie Exzentrizität des Laufrades, Höhen- sowie Seitenschlag und sich daraus ergebende Unwuchten und Vibrationen nicht berücksichtigt. Insbesondere Vibrationen können einen Einfluss auf die Grenzschichten und somit das Gesamtströmungsverhalten sowie die Akustik haben, welcher in diesem Fall unberücksichtigt bleibt. Verluste durch Reibung in den genutzten Kugellagern und Kupplungen des experimentellen Aufbaus werden durch eine Leermessung berücksichtigt, welche jedoch ebenfalls unsicherheitsbehaftet ist.

Der sich in den aerodynamischen Untersuchungen zeigende Trend des statischen Wirkungsgrades der Ventilatoren kann in den Simulationen bestätigt werden. So ergibt sich für den Wirkungsgrad-Ventilator eine gesteigerte Leistungscharakteristik im Bestpunkt. Der Geräusch-Ventilator liegt hinsichtlich des Wirkungsgrades leicht unterhalb des Referenzventilators.

Um einen Eindruck vom Gesamtströmungsfeld zu erhalten, sind in Abbildung 4.3 die Stromlinien des momentanen Geschwindigkeitsfeldes in den Spiralgehäusen der untersuchten Ventilatoren, welche mit der turbulenten kinetischen Energie k eingefärbt sind, dargestellt. Beim Referenzventilator zeigen sich erkennbare Verwirbelungen im Auslasskanal, während das Geschwindigkeitsfeld bei den optimierten Ventilatoren in Hauptströmungsrichtung etwas stabiler scheint. Betrachtet man die Stromlinien auf unterschiedlichen Ebenen entlang des Auslasskanals in Abbildung 4.4, bestätigt sich dieses Verhalten. Es zeigt sich, dass die Strömung im Auslass aller drei Ventilatoren von einer Wirbelstruktur überlagert wird, welche annähernd die gesamte Querschnittsfläche einnimmt.

Die Zentren dieser Strukturen sind als Wirbelkernlinien angedeutet und befinden sich beim Wirkungsgrad-Ventilator stabil in der Gehäusemitte, wie es in den Ebenen 2 bis 4 in Ab-

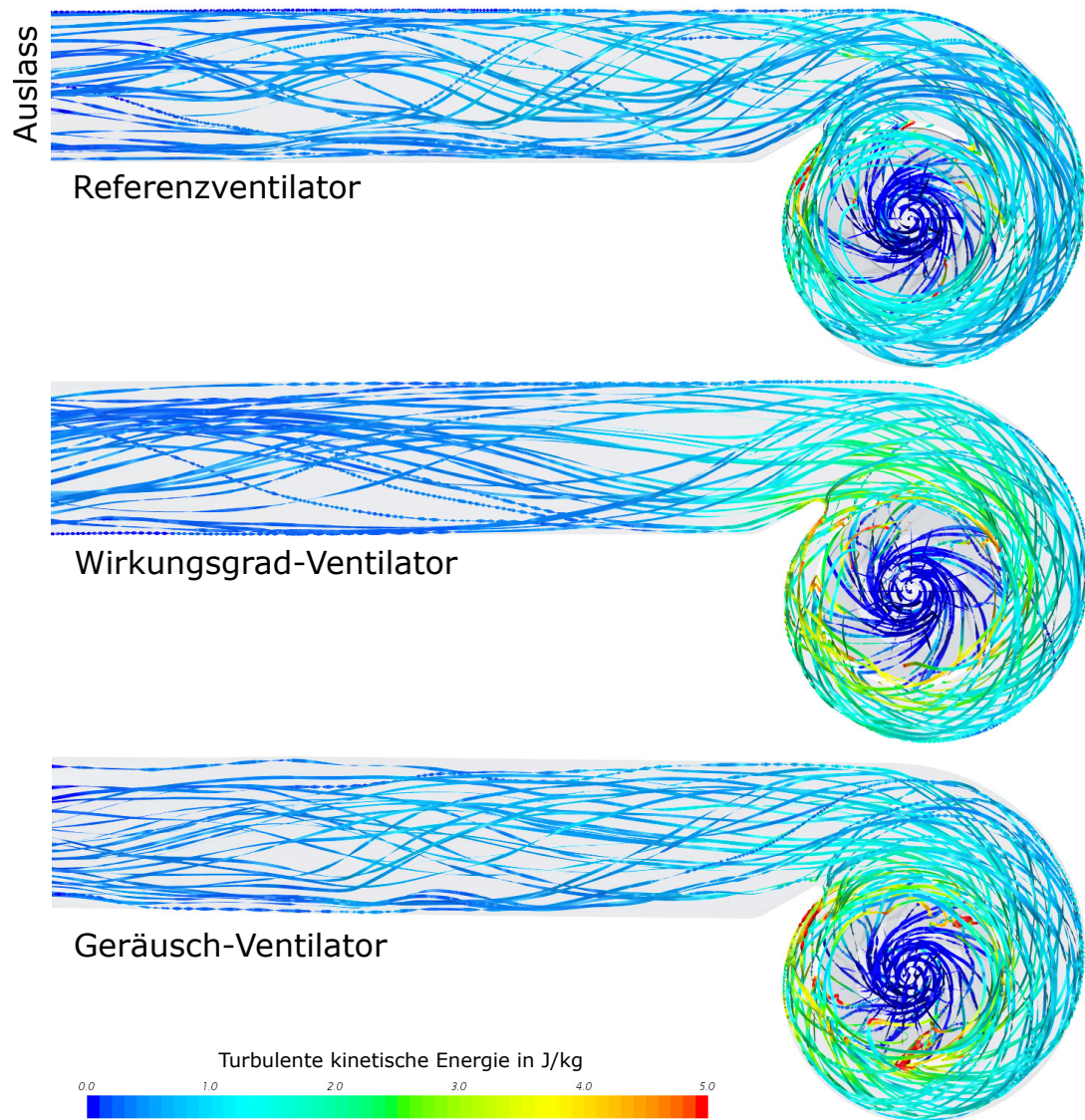


Abbildung 4.3: Stromlinien des momentanen Geschwindigkeitsfeldes in den Spiralgehäusen der untersuchten Ventilatoren.

bildung 4.4 mittig erkennbar ist. Beim Geräusch-Ventilator fällt das Zentrum in Richtung Auslass kontinuierlich leicht ab, wobei es trotzdem relativ stabil scheint. Beim Referenzventilator schwankt das Zentrum über die Ebenen in Richtung Auslass um die Gehäusemitte, was für ein instabiles Strömungsverhalten spricht und sowohl zu Verlusten als auch zu einer erhöhten Schallabstrahlung führen kann. Ein weiterer Vergleich des Geschwindigkeitsfeldes im Auslassquerschnitt (Ebene 4) mithilfe des Turbulenzgrades bestätigt ebenfalls das instabilere Verhalten im Gehäuse des Referenzventilators. Der Turbulenzgrad Tu ist für alle drei Ventilatoren in Abbildung 4.5 dargestellt.

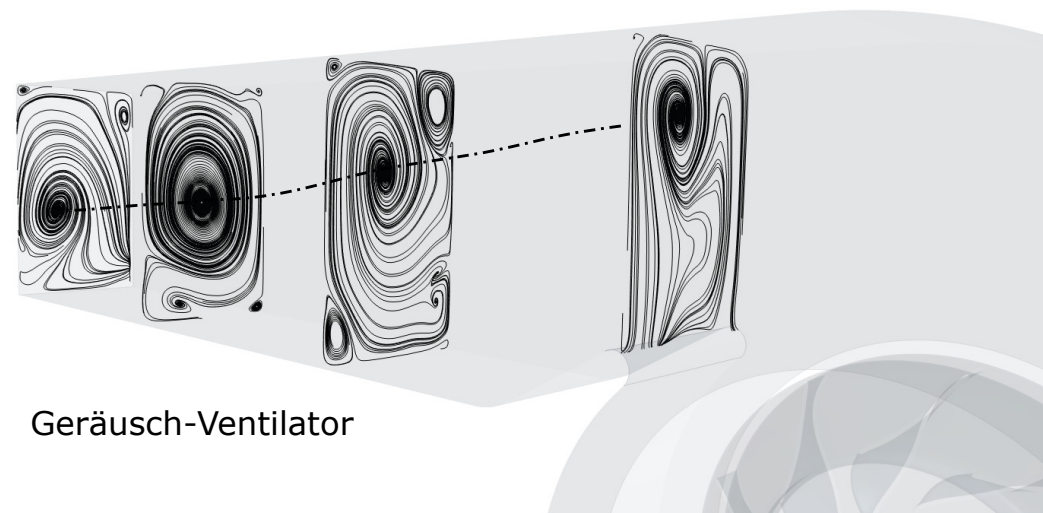
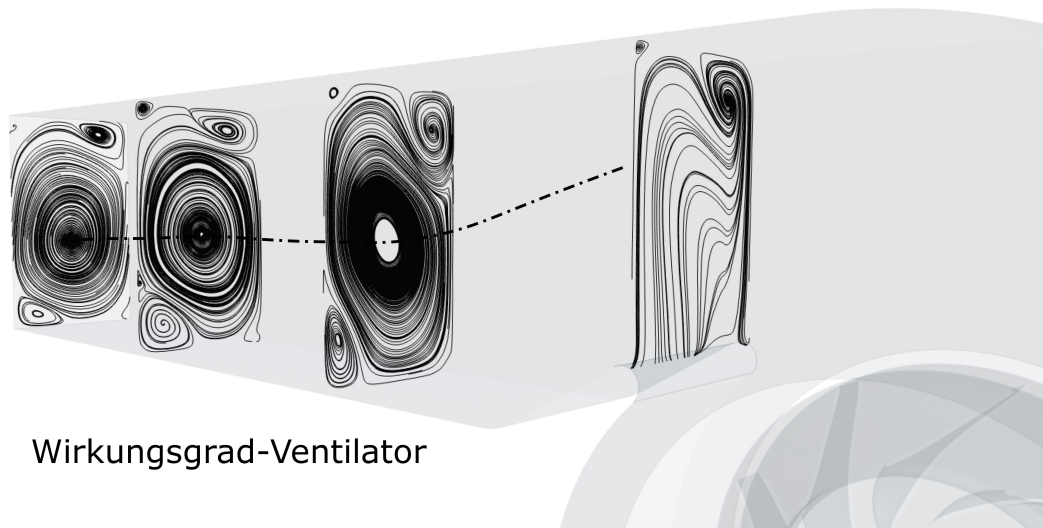
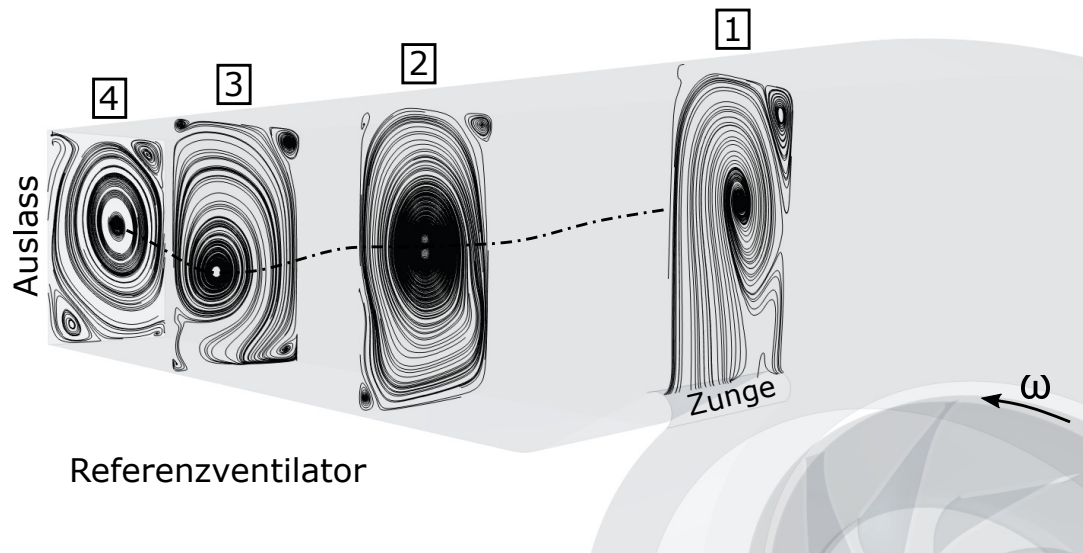


Abbildung 4.4: Stromlinien auf verschiedenen Ebenen entlang des Spiralgehäuses und angedeutete Zentren der dominanten Wirbelstrukturen.

Tu stellt das Verhältnis der Geschwindigkeitsfluktuationen in den drei Raumrichtungen zur mittleren Geschwindigkeit in Hauptströmungsrichtung dar und ist ein Maß für die Intensität der Turbulenz in der Strömung. Mit Kenntnis der turbulenten kinetischen Energie kann Tu wie folgt bestimmt werden [82, 135]:

$$Tu = \frac{1}{\bar{v}} \sqrt{\frac{\overline{v_x'^2} + \overline{v_y'^2} + \overline{v_z'^2}}{3}} = \frac{\sqrt{\frac{2}{3}k}}{\bar{v}} \quad (4.2)$$

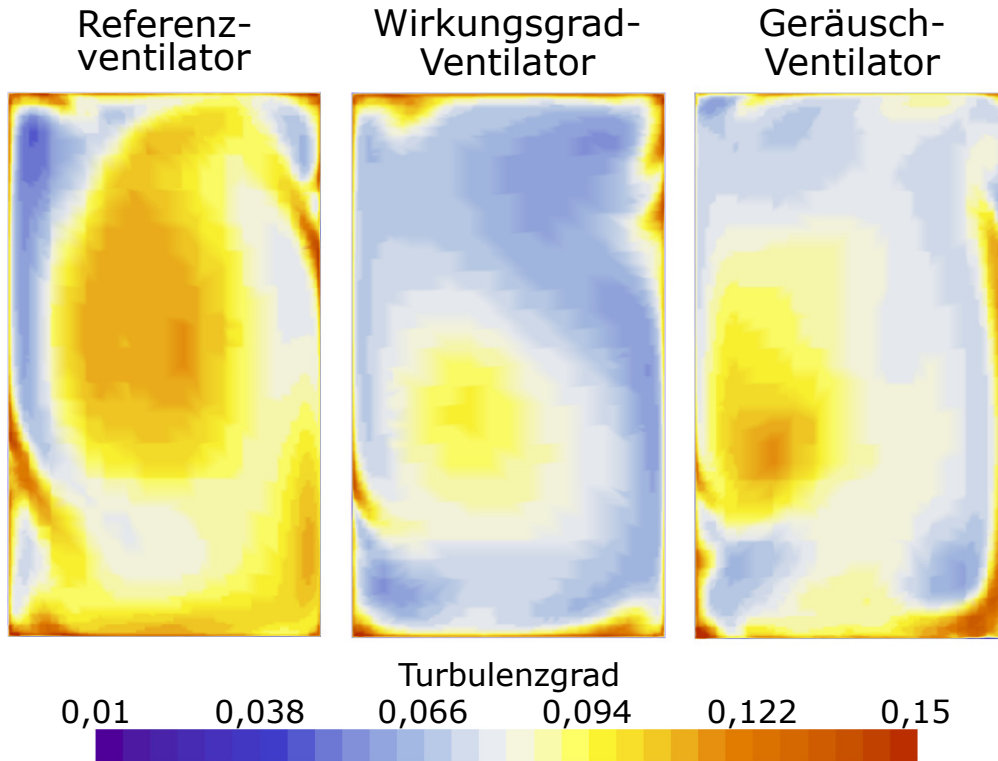


Abbildung 4.5: Turbulenzgrad im Auslasskanal der drei untersuchten Ventilatoren.

Es zeigt sich, dass der Turbulenzgrad im Auslass des Referenzventilator insbesondere in der Kanalmitte höher ist, als bei den optimierten Ventilatoren. Das Geschwindigkeitsfeld des Wirkungsgrad-Ventilators ist am einheitlichsten was zu einer geringeren Schallabstrahlung führen kann. Beim Geräusch-Ventilator zeigen sich lokal konzentrierte hohe Turbulenzgrade insbesondere in der unteren rechten Ecke des Kanals mit Blick in Auslassrichtung.

Bei allen Ventilatoren zeigen sich zusätzlich zur dominanten Wirbelstruktur kleinere Sekundärwirbel, insbesondere in der unteren linken und oberen rechten Ecke des Gehäuses mit Blick in Richtung Auslass. Beim Wirkungsgrad-Ventilator sind diese in Größe und Position über die Ebenen 2 bis 4 wiederum deutlich stabiler als es sich beim Referenz- und Geräusch-Ventilator zeigt.

Zur näheren Betrachtung der Ventilatordurchströmung werden drei unterschiedliche Ebenen in den Laufrädern definiert. Die Ebenen befinden sich auf unterschiedlichen Spannweiten und werden mit Radscheibe, Schaufelmitte und Deckscheibe bezeichnet. Abbildung 4.6 zeigt die Lage der Ebenen im CFD-Modell.

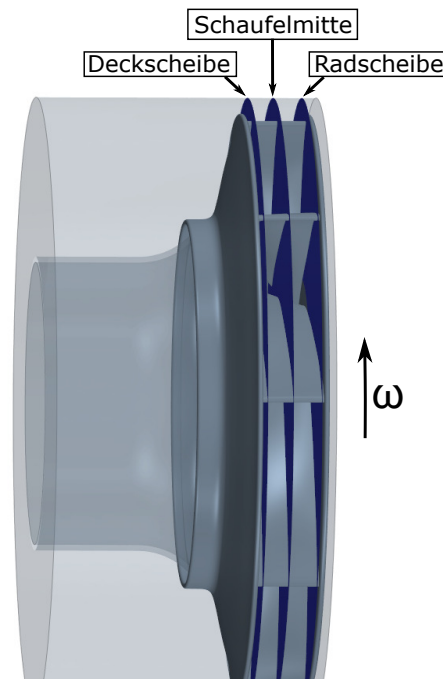


Abbildung 4.6: Darstellung der genutzten Ebenen innerhalb der Ventilatorlaufräder.

Die Abbildungen 4.7 bis 4.10 zeigen die Relativgeschwindigkeiten in den Laufrädern bzw. die Absolutgeschwindigkeiten in den Spiralgehäusen der drei Ventilatoren auf den definierten Ebenen. Das Geschwindigkeitsvektorfeld wird mithilfe der Linienintegralfaltung dargestellt. Zum qualitativen Vergleich sind die ungefähren Positionen von Ablösepunkten auf der Schaufelsaugseite auf Grundlage der Geschwindigkeitsvektoren dargestellt. Bei keinem der Ventilatoren lassen sich in den betrachteten Ebenen Ablöseeffekte auf der Schaufeldruckseite erkennen.

Beim Referenzventilator (Abbildung 4.7) ist im Bereich der Radscheibe ein gutes Strömungsverhalten ohne erkennbare Ablösung auf der Schaufelsaugseite ersichtlich. Da die Radscheibe eine stabilisierende Wirkung auf das von der axialen in die radiale Richtung umgelenkte Fluid ausübt, sind in diesem Bereich bei Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln in der Regel gute Strömungsverhältnisse zu erwarten. Im Bereich der Schaufelmitte ist ein instabiles Verhalten auf der Saugseite zu beobachten.

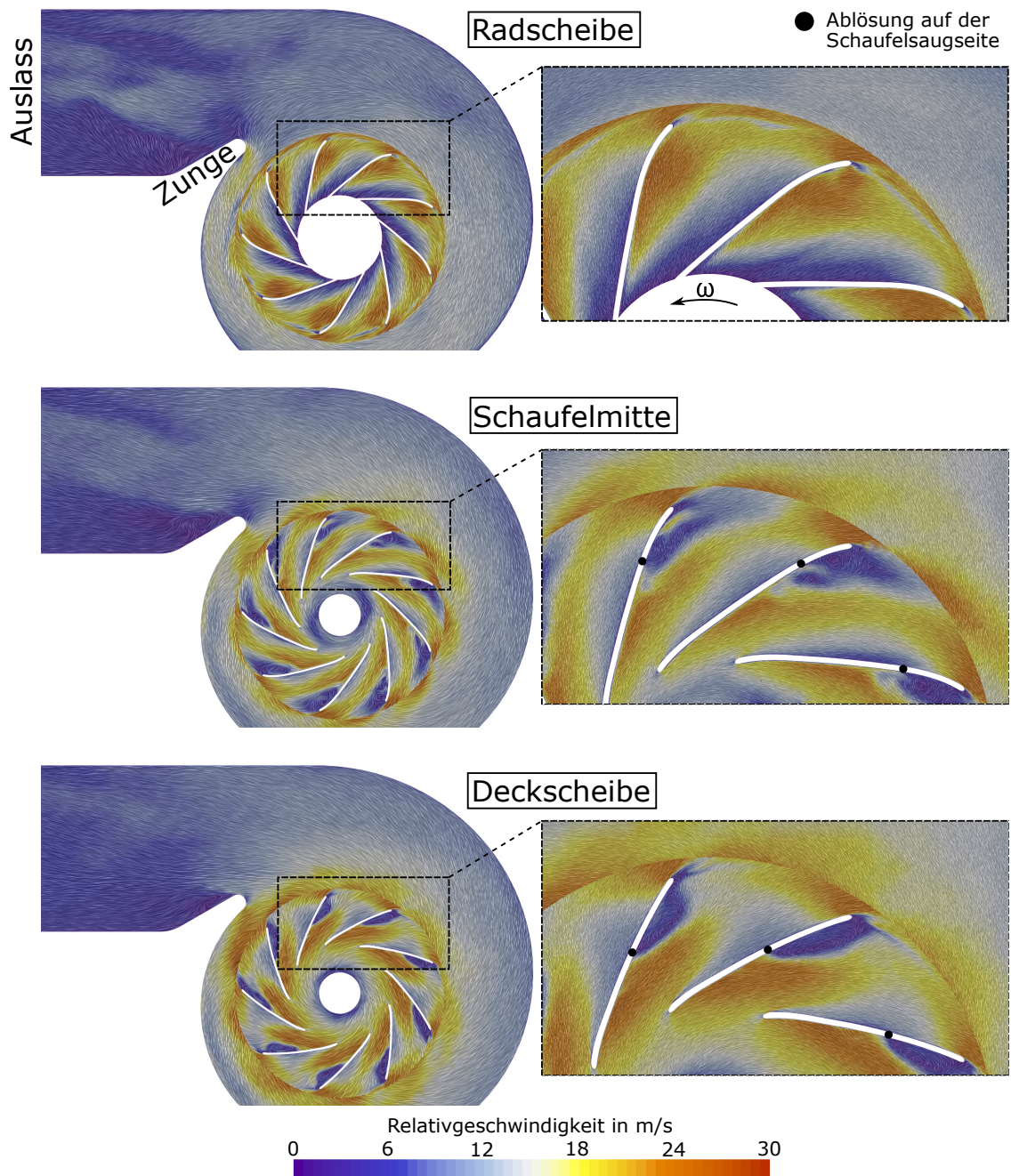


Abbildung 4.7: Geschwindigkeitsfeld auf verschiedenen Ebenen im Laufrad des **Referenz-**ventilators.

Bei etwa $m^* = 0,8$ zeigen sich auf fast allen Schaufeln Ablösegebiete. Die Strömung kann sich aufgrund der turbulenten Durchströmung jedoch kurz vor der Schaufelaustrittskante teilweise wieder anlegen. Dies ist beispielsweise im Bildausschnitt der Schaufelmittenebene an der obersten Schaufel bei etwa $m^* = 0,9$ zu erkennen.

Im Bereich der Deckscheibe verschieben sich die Ablösepunkte weiter stromaufwärts zu etwa $m^* = 0,6$. Die entstehenden Rezirkulationsgebiete sind deutlich ausgeprägter als in der Schaufelmittenebene. In allen drei Ebenen ist das Geschwindigkeitsfeld im Auslasskanal oberhalb der Spiralgehäusezunge instabil und zeigt Regionen mit lokal variierenden Geschwindigkeiten über den Gehäusequerschnitt. Weiterhin ist hinter der Zunge ein Ablösegebiet mit verschieden ausgeprägter Rezirkulation zu erkennen. Die ist besonders in der Schaufelmittenebene zu sehen.

Beim Wirkungsgrad-Ventilator (Abbildung 4.8) zeigt sich an der Radscheibe unmittelbar vor der Austrittskante Ablösung auf der Schaufelsaugseite. Die Grenzschichtablösung könnte mit dem positiven Druckgradienten in Strömungsrichtung in Verbindung mit dem bereits dargestellten drastischen Anstieg des Schaufelwinkels in diesem Bereich und der damit einhergehenden Querschnittserweiterung in Zusammenhang stehen. Für eine detaillierte Erläuterung zu Grenzschichtablösungsmechanismen wird auf die Literatur von Schlichting verwiesen [45]. Die Grenzschichtablösung führt zu einer lokalen Rückströmung innerhalb des Schaufelkanals, welche mit Verlusten verbunden ist. Da sich das beschriebene Ablösegebiet auf den Bereich nah der Radscheibe beschränkt, ist die Auswirkung auf integrale Größen im Vergleich zur Referenz jedoch als gering einzuschätzen. Im Bereich der Schaufelmitte zeigt sich ein ähnliches Bild wie beim Referenzventilator mit Ablösung auf der Saugseite im Bereich von etwa 80 % der Schaufellänge. Ab etwa der Hälfte der Schaufellänge ist ein Gebiet reduzierter Relativgeschwindigkeit zu erkennen, das jedoch nicht durch Ablöseeffekte begründet ist. In Schaufelnähe bleibt die Geschwindigkeit bis zum beschriebenen Ablösepunkt weiterhin hoch. Ein ähnliches, allerdings nicht so stark ausgeprägtes, Verhalten zeigt sich auch beim Referenzventilator in der Schaufelmittenebene. In der Nähe der Deckscheibe ist aufgrund der starken Umlenkung in die radiale Richtung ein instabileres Verhalten mit frühzeitiger Ablösung im Bereich von etwa $m^* = 0,5$ zu beobachten. Im Vergleich zum Referenzventilator ist im Auslassquerschnitt über der Gehäusezunge ein gleichmäßigeres Geschwindigkeitsprofil ersichtlicher. Die Ablösegebiete hinter der Zunge sind in der Schaufelmitten- und Deckscheibenebene nahezu verschwunden. Das Rückströmgebiet in der Ebene der Radscheibe konnte reduziert werden, was zu einem stabileren Strömungsverhalten führt.

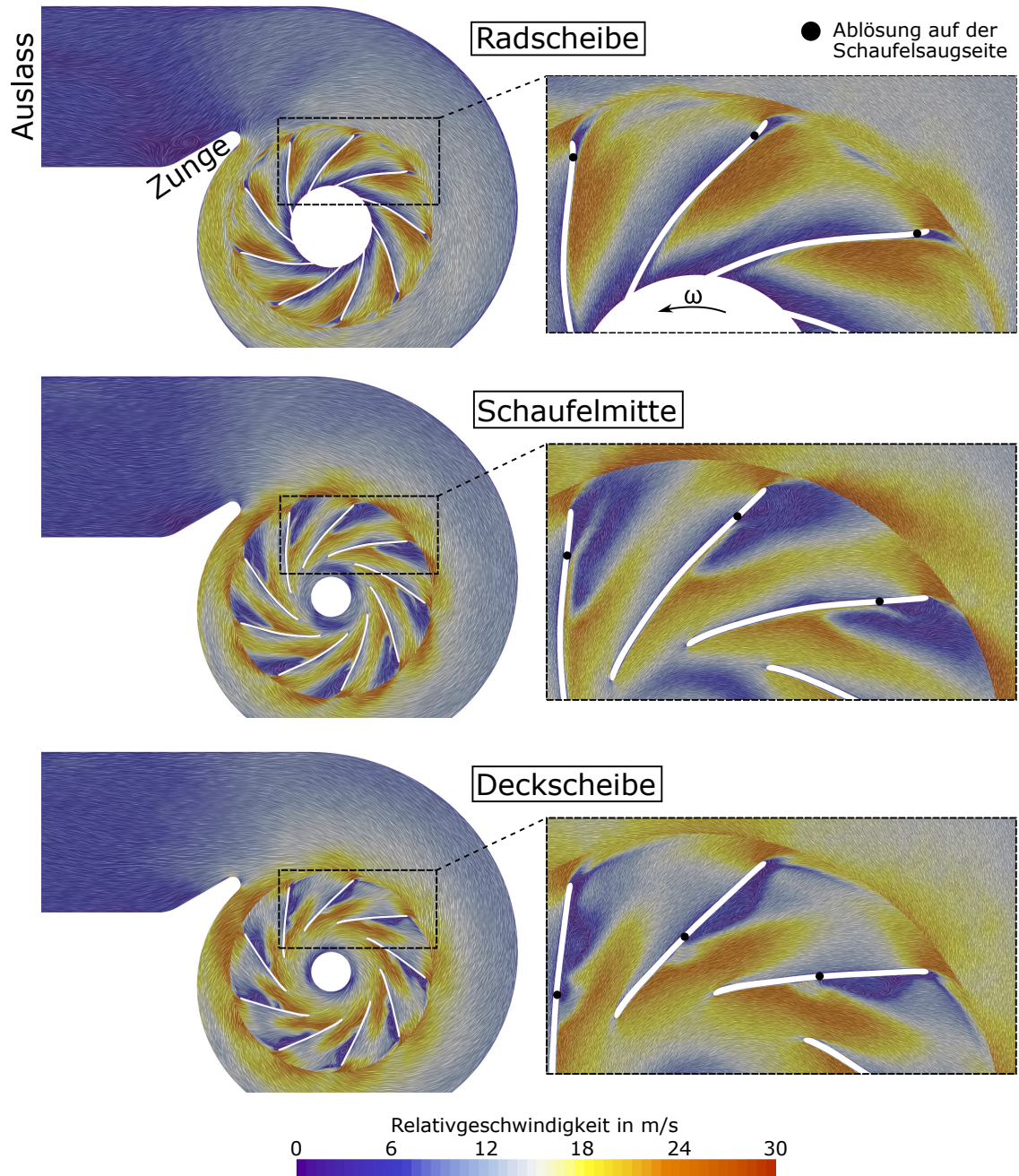


Abbildung 4.8: Geschwindigkeitsfeld auf verschiedenen Ebenen im Laufrad des Wirkungsgrad-Ventilators.

Beim Geräusch-Ventilator (Abbildung 4.10) ist in Radscheibennähe keine Ablösung zu erkennen, da sich der Schaufelwinkel in diesem Bereich reduziert, was dem positiven Druckgradienten in Strömungsrichtung entgegenwirkt. Anders als beim Referenz- sowie beim Wirkungsgrad-Ventilator zeigt sich der zwischen den Gebieten hoher Relativgeschwindigkeit an der Schaufel und der Kernströmung liegende Bereich niedriger Geschwindigkeit hier schon in Radscheibennähe. Auf der Ebene in Schaufelmitte ist dieser Bereich, wiederum entgegen der Beobachtungen bei den anderen Laufrädern, nicht zu erkennen. Hier zeigt sich im Vergleich frühzeitigere Ablösung mit großen Rezirkulationsgebieten ab etwa der Hälfte der Schauffellänge. Der Ablösepunkt nah der Deckscheibe befindet sich vergleichbar zu den anderen Ventilatoren bei etwa $m^* = 0,5$, jedoch findet die Ablösung unter einem größeren Winkel zur Schaufel statt, was zu einem ausgeprägteren Rückströmgebiet beim Geräusch-Ventilator führt. Im Auslassquerschnitt ergibt sich wie beim Wirkungsgrad-Ventilator ein gleichmäßigeres Geschwindigkeitsprofil im Vergleich zum Referenzventilator. Die Rückströmgebiete hinter der Spiralgehäusezunge sind erkennbar kleiner.

Ein vollständigeres Bild der Laufraddurchströmung ergibt sich bei Betrachtung der Schaufel- zu-Schaufel- sowie Radscheiben- zu-Deckscheiben-Ansicht der Relativgeschwindigkeitsvektoren auf verschiedenen Ebenen entlang der Meridionalrichtung. Abbildung 4.9 zeigt die Lage der dafür genutzten Ebenen in den Ventilatoren. Ebene 1 befindet sich jeweils am Punkt der Schaufeleintrittskante auf der Deckscheibenseite. Die Ebenen 2 bis 7 liegen auf äquidistanten Radien bis zur Schaufelaustrittskante auf der Ebene 8. Die untere Darstellung veranschaulicht beispielhaft eine der abgerollten Ebenen und die resultierende Ansicht des Relativgeschwindigkeitsfeldes zwischen Rad- und Deckscheibe sowie Saug- und Druckseite.

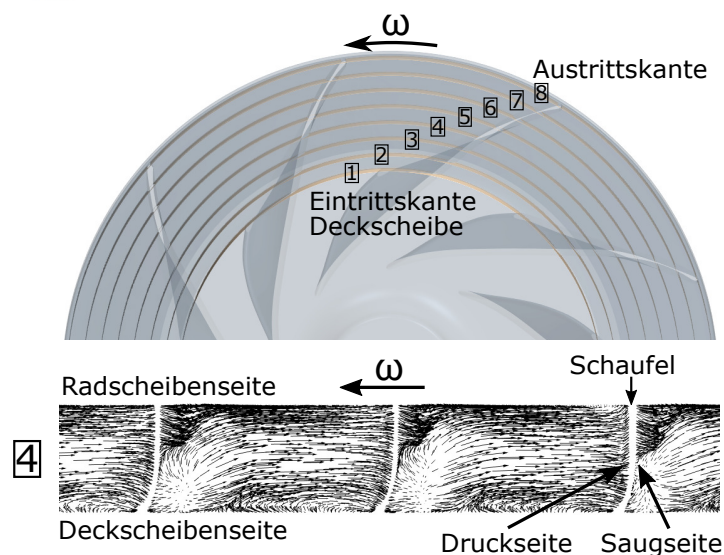


Abbildung 4.9: Darstellung der genutzten Ebenen entlang der Meridionalrichtung sowie die entstehende Ansicht der Relativgeschwindigkeitsvektoren auf einer Beispielebene.

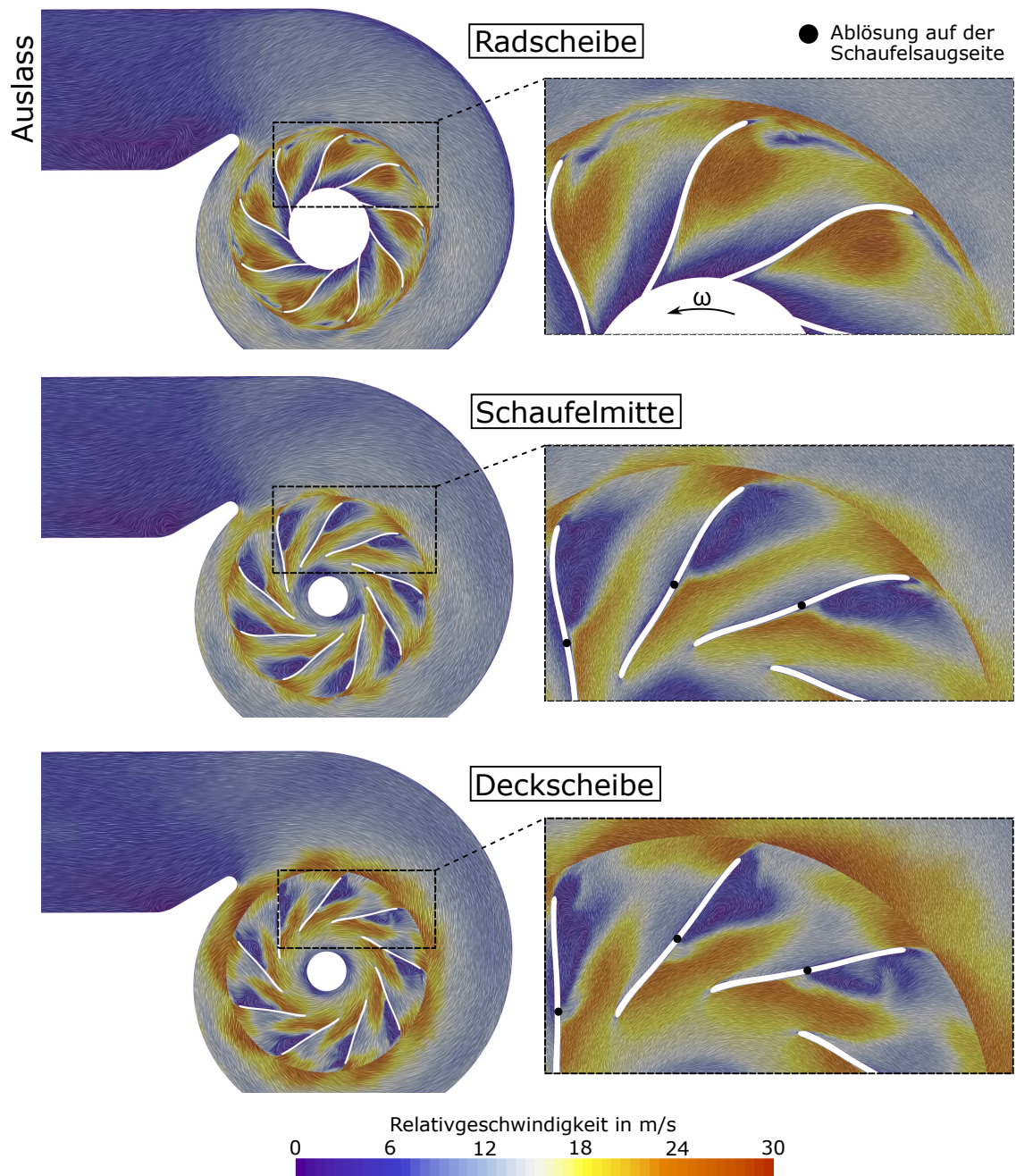


Abbildung 4.10: Geschwindigkeitsfeld auf verschiedenen Ebenen im Laufrad des Geräusch-Ventilators.

Abbildung 4.11 zeigt die Relativgeschwindigkeiten im Referenzventilator. In der Ebene 1 ist an der Deckscheibe ein Bereich zu erkennen, in welchem das Fluid mit hoher Geschwindigkeit in das Laufrad eintritt. Die hohen Geschwindigkeiten ergeben sich als eine Kombination aus der starken Umlenkung im Bereich der Deckscheibe sowie der Strömung durch den Düsenpalt. Die Strömung kann aufgrund ihrer hohen kinetischen Energie nicht ausreichend in Umfangsrichtung umgelenkt werden und trifft in der Folge auf die Schaufelsaugseite, was zu einem Stoß¹ führt.

Stöße und damit einhergehende Stoßverluste durch Wirbelbildung und Rückströmung entstehen im Allgemeinen durch Fehlanströmung der Schaufeln. Dies tritt grundsätzlich bei Abweichung des Betriebspunktvolumenstroms vom Volumenstrom des Auslegungspunktes auf, da sich die Meridionalkomponente der Absolutgeschwindigkeit und damit der Relativströmungswinkel ändern. Die Simulationen legen jedoch nahe, dass die Anströmung der Schaufeln im hier untersuchten Bestpunkt weitgehend gut ist. Die Interaktion der Schaufelanströmung im Bereich der Deckscheibe mit der Spaltströmung führt dennoch zu einer lokalen Fehlanströmung. Diese löst, erkennbar in den Ebenen 2 und 3, etwa in Spannweitenmitte von der Schaufelsaugseite ab und bildet ein beträchtliches Wirbelgebiet aus, welches in der Folge mehr als die Hälfte der Schaufelspannweite der Saugseite einnimmt. Ab Ebene 4 bilden sich im Kernbereich des Wirbelgebietes Rückströmungen aus, die entgegen der Hauptströmungsrichtung durch den Schaufelkanal strömen und erhebliche Verluste nach sich ziehen. Die Rückströmungen sind bis zur Ebene 7 auf der Schaufelsaugseite nahe der Deckscheibe zu erkennen. Zum Vergleich der Ventilatoren ist der Rückströmbereich auf der Ebene 6 in Abbildung 4.14 sichtbar gemacht. Dargestellt sind Konturen negativer Meridionalgeschwindigkeit. Über den Austrittsquerschnitt in Ebene 8 ergibt sich durch die Wirbel eine ungleichmäßige Abströmung mit hohen Relativgeschwindigkeiten an der Rad- und Deckscheibe auf der Saugseite. In der Spannweitenmitte liegt ein Bereich niedriger Geschwindigkeit, wodurch die Laufradabströmung eine Komponente quer zur Hauptströmung erhält. Weiterhin beeinflussen die Relativgeschwindigkeiten am Laufradaustritt unweigerlich den Absolutströmungswinkel und damit die Anströmung des Spiralgehäuses. Durch eine überhöhte Relativgeschwindigkeit ergibt sich bei konstanter Umfangsgeschwindigkeit ein größerer Absolutströmungswinkel, wodurch es wiederum zu Stoßverlusten im Spiralgehäuse kommt. Dies kann mitunter zu einem deutlich verringerten Leistungsvermögen in der Druckrückgewinnung und damit zu einem reduzierten Wirkungsgrad führen.

An der Deckscheibe ist zusätzlich leichte Strömungsablösung auf der Schaufeldruckseite zu erkennen, welche sich ebenfalls aus der Spaltströmung ergibt, die auf die Schaufeleintrittskante trifft. Das entstehende Rückströmgebiet ist auf einen kleinen Bereich beschränkt, das sich im weiteren Verlauf der Durchströmung ab Ebene 3 aufgrund der stabileren Strömungsverhältnisse auf der Schaufeldruckseite auflöst und daher eher unkritisch ist.

¹Ein Stoß auf die Saugseite der Schaufel wird auch als Beschleunigungsstoß bezeichnet, während Stöße auf die Druckseite Verzögerungsstöße genannt werden [12].

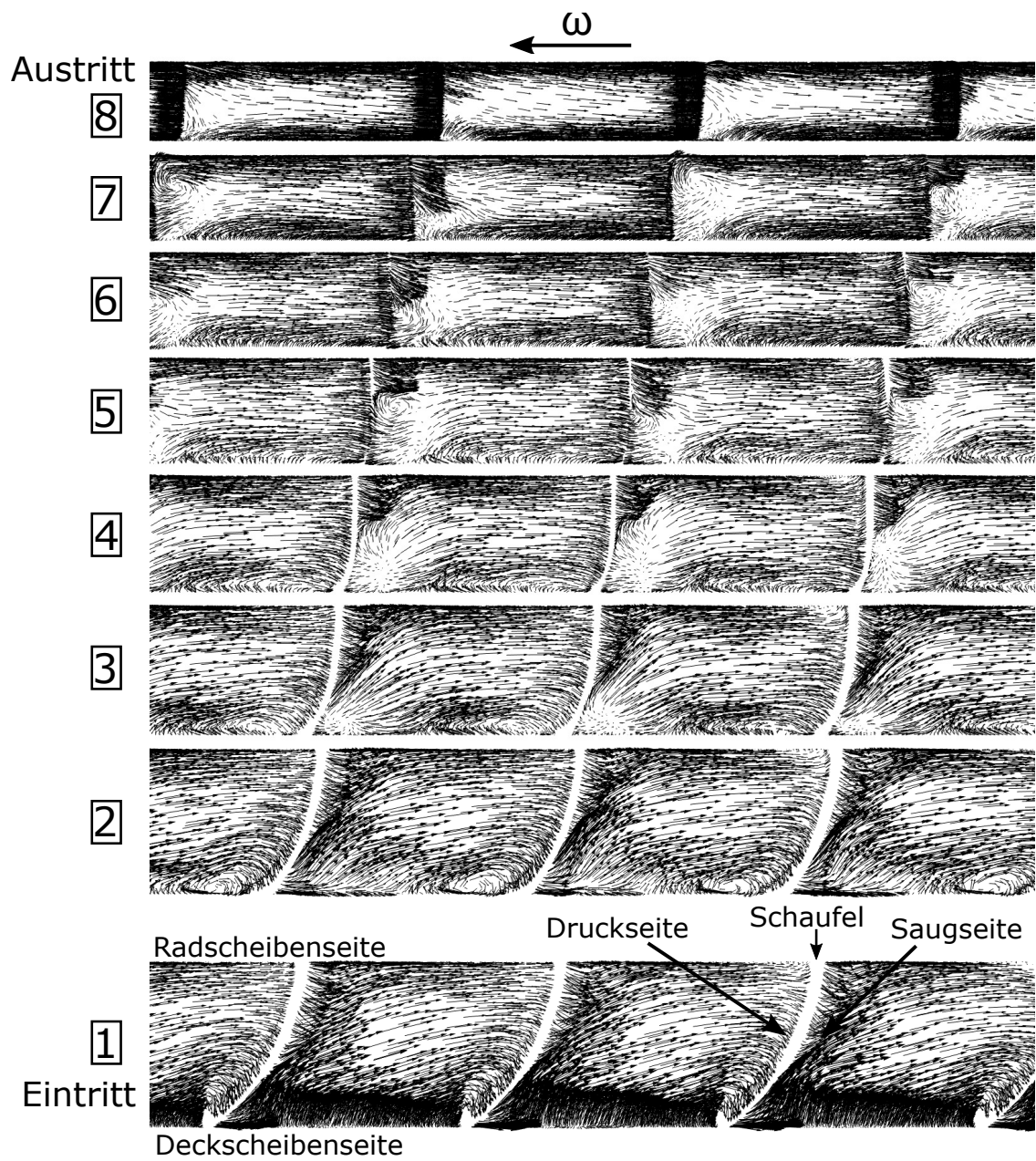


Abbildung 4.11: Relativgeschwindigkeitsfeld im **Referenzventilator** auf verschiedenen Ebenen in Meridionalrichtung.

Beim Wirkungsgrad-Ventilator ist in Abbildung 4.12 die Düsenströmung ebenfalls in der Ebene 1 erkennbar. In diesem Fall sind die Geschwindigkeitsvektoren jedoch betragsmäßig einheitlicher über dem Eintrittsbereich an der Deckscheibe, während sich beim Referenzventilator eine erhöhte Geschwindigkeit unmittelbar auf der Schaufelsaugseite zeigt. Der Beschleunigungsstoß auf die Saugseite scheint daher weniger stark.

Dies bestätigt sich auch beim Vergleich der Wandschubspannungen im Bereich des Düsenpalts sowie der Schaufeleintrittskante nahe der Deckscheibe. In Abbildung 4.15 sind Konturen der Wandschubspannungen für die drei Ventilatoren als Maß für die auf die Schaufelfläche ausgeübte Kraft dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der Stoß auf die Schaufelsaugseite beim Referenzventilator ausgeprägter ist, als beim Wirkungsgrad-Ventilator. Zusätzlich sind in diesem Fall im Bereich des Düsenpalts an der Deckscheibe deutlich geringere Beträge der Wandschubspannung festzustellen.

Ab Ebene 2 in Abbildung 4.12 zeigt sich auch beim Wirkungsgrad-Ventilator Ablösung von der Schaufelsaugseite etwa in Spannweitenmitte. Das in der Folge entstehende Wirbelgebiet nimmt, verglichen mit dem Referenzventilator, weniger Querschnittsfläche des Schaufelkanals ein. Insbesondere der Anteil der Rückströmungen im Kanal ist signifikant reduziert, was in Abbildung 4.14 erkennbar ist. Zusätzlich sind die Beträge der Meridionalgeschwindigkeit im Rückströmbereich kleiner, wodurch weniger Verluste zu erwarten sind. Kurz vor dem Austritt aus der Schaufel in Ebene 7 sind auf der Schaufelsaugseite im Bereich der Radscheibe die Geschwindigkeitskomponenten quer zur Hauptströmungsrichtung wesentlich reduziert, was für ein verbessertes Sekundärströmungsverhalten und gleichmäßigere Abströmung aus dem Ventilatorlaufrad spricht.

Auch beim Wirkungsgrad-Ventilator zeigen sich leichte Ablösungen an der Schaufeleintrittskante auf der Druckseite aufgrund der Spaltströmung. Das Wirbelgebiet löst sich ebenfalls ab Ebene 3 im Verlauf der Durchströmung des Schaufelkanals auf.

Insgesamt ist die Durchströmung des Wirkungsgrad-Ventilators aufgrund der kleineren Wirbelgebiete und des wesentlich reduzierten Anteils der Rückströmungen im Schaufelkanal gegenüber dem Referenzventilator als besser zu bewerten. Weiterhin ist von einem gleichmäßigerem Auströmverhalten auszugehen, was die Anströmung des Spiralgehäuses verbessert und damit zu einer gesteigerten Leistungsfähigkeit in der Druckrückgewinnung der Nachleiteinrichtung führt. Eine optimale Anströmung der Spirale führt weiterhin zu weniger starken Druckfluktuationen an der Gehäusewand und kann damit das Geräuschverhalten verbessern.

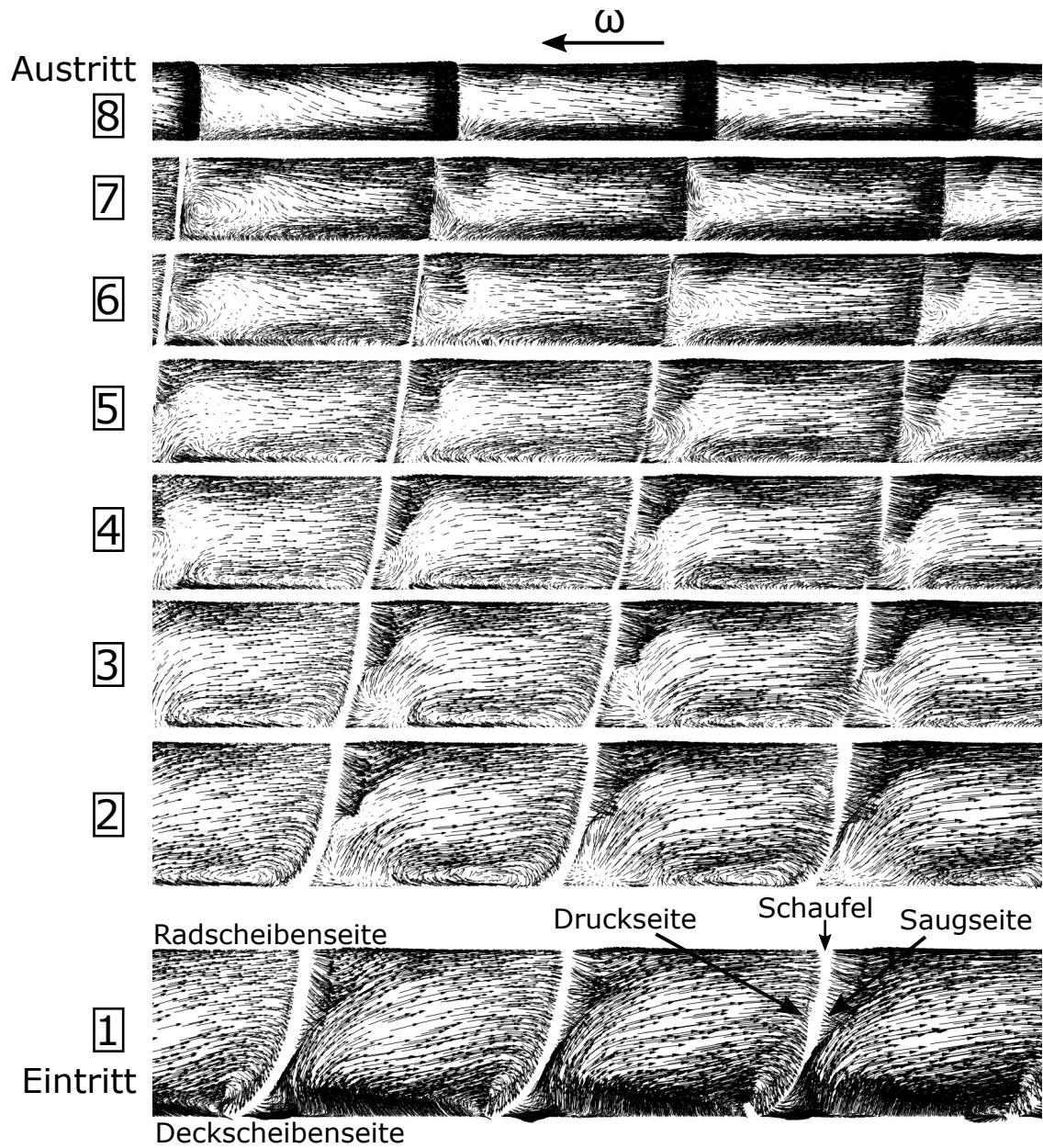


Abbildung 4.12: Relativgeschwindigkeitsfeld im **Wirkungsgrad-Ventilator** auf verschiedenen Ebenen in Meridionalrichtung.

Die Spaltströmung beim Geräusch-Ventilator in Abbildung 4.13 ergibt sich qualitativ ähnlich zu der des Wirkungsgrad-Ventilators und ist daher im Vergleich zum Referenzventilator im Betrag der Geschwindigkeiten etwas kleiner und gleichmäßiger. Die Schaufel des Geräusch-Ventilators ist jedoch im Bereich der Deckscheibe stark gekrümmt, wodurch der Beschleunigungsstoß auf die Saugseite ähnlich stark ausfällt, wie es sich beim Referenzventilator zeigt. In Abbildung 4.15 sind die Konturen der resultierenden Wandschubspannungen auf den Schaufeln des Geräusch-Ventilators ähnlich zu denen des Referenzventilators. Im Bereich der Düse zeigt sich dagegen eine leichte Reduzierung der Wandschubspannungen.

Die Interaktion der Spaltströmung mit der Schaufel führt wie bei den anderen Ventilatorlaufrädern zur Ablösung der Strömung auf der Saugseite. Ab Ebene 2 bildet sich ein großes Wirbelgebiet von der Deckscheibe bis über weite Teile der Schaufelspannweite aus. Dieses reicht in den Ebenen 4 und 5 annähernd über die gesamte Schaufelbreite der Saugseite und ist somit wesentlich ausgeprägter als beim Referenz- sowie beim Wirkungsgrad-Ventilator. In diesem Zusammenhang ist auch der Anteil der Rückströmungen im Schaufelkanal hoch, was wiederum in Abbildung 4.14 dargestellt ist. Die Intensität der Rückströmungen in der betrachteten Ebene ist vergleichbar mit der des Referenzventilators, jedoch treten die Rückströmungen in diesem Fall über einen größeren meridionalen Bereich auf, wodurch insgesamt höhere Verluste zu erwarten sind.

Zusätzlich zum dominanten Wirbelgebiet im Schaufelkanal bildet sich beim Geräusch-Ventilator aufgrund der Schaufelkrümmung ein weiteres kleines Wirbelgebiet im Bereich der Radscheibe auf der Schaufelsaugseite aus. Dieses ist in Abbildung 4.13 beispielsweise in den Ebenen 2 und 3 im zweiten dargestellten Schaufelkanal zu erkennen und führt zu weiteren Verlusten aufgrund von Sekundärströmungen. Die bereits zuvor beschriebene Ablösung im Bereich der Schaufeldruckseite ist beim Geräusch-Ventilator ebenso vorhanden. Der entstehende Wirbel ist etwas größer und bis in Ebene 4 zu erkennen.

Verglichen mit den anderen untersuchten Laufrädern zeigen sich beim Geräusch-Ventilator auch kurz vor dem Austritt in Ebene 7 sowie im Austrittsquerschnitt in Ebene 8 noch wesentlich größere Wirbelgebiete sowie Geschwindigkeitskomponenten quer zur Hauptströmung. Insgesamt ist die Schaufeldurchströmung beim Geräusch-Ventilator daher aerodynamisch als am schlechtesten unter den drei untersuchten Laufräder zu bewerten. Auch in diesem Fall kann dies zu einer nicht idealen Anströmung des Spiralgehäuses mit Wirkungsgradeinbußen und erhöhter Schallabstrahlung führen.

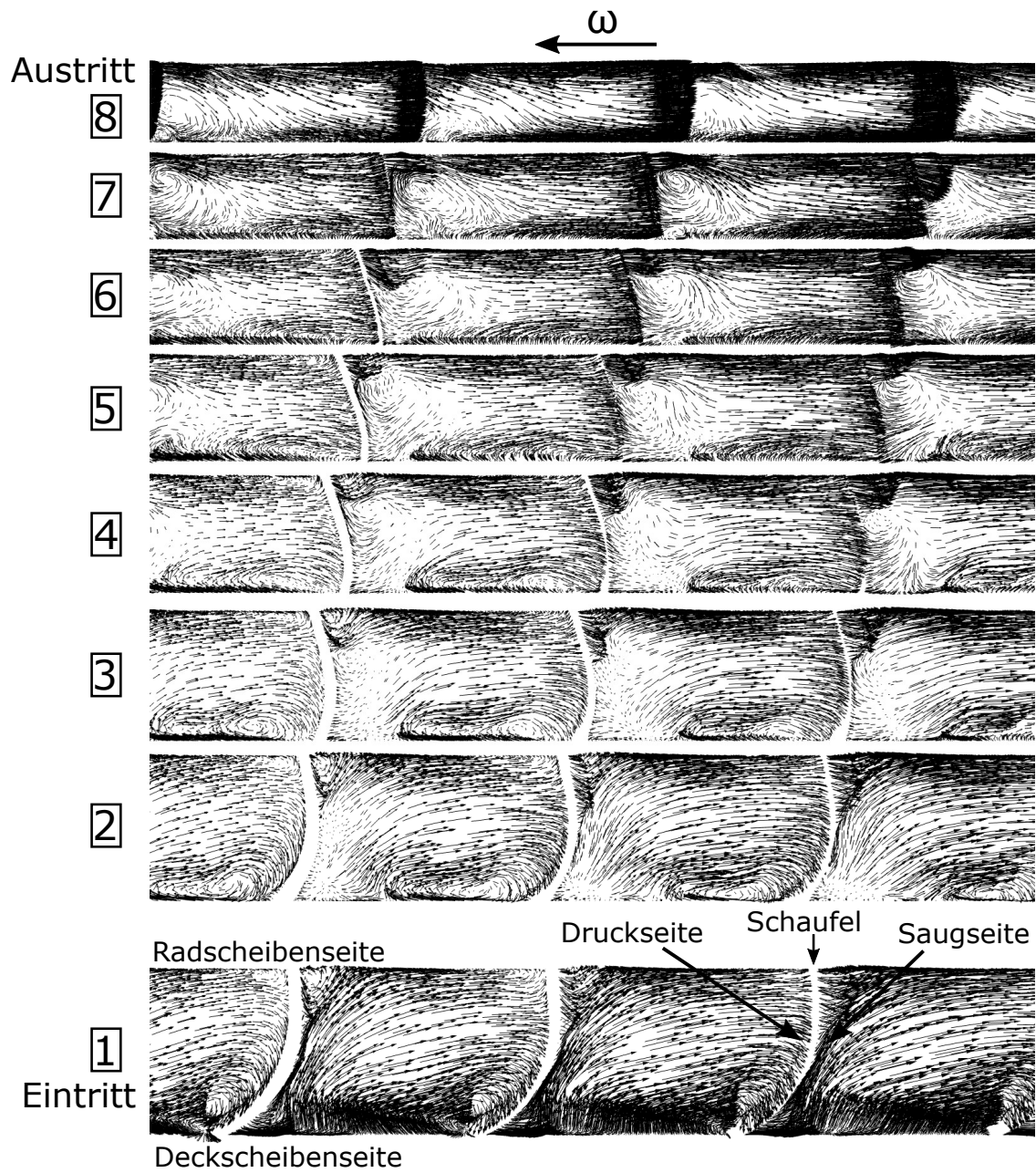


Abbildung 4.13: Relativgeschwindigkeitsfeld im **Geräusch-Ventilator** auf verschiedenen Ebenen in Meridionalrichtung.

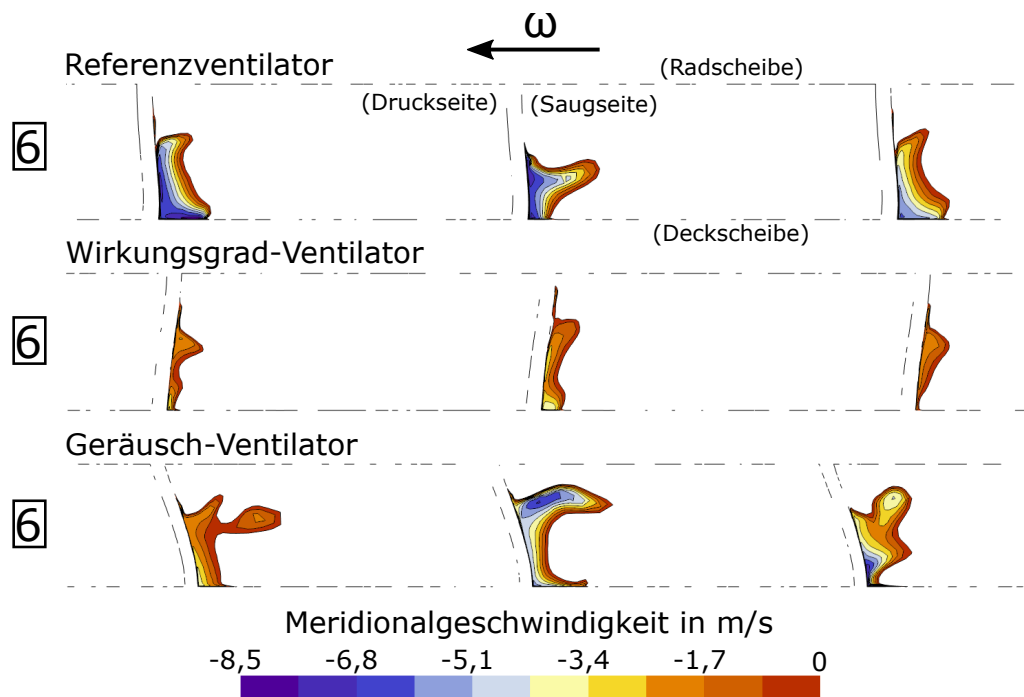


Abbildung 4.14: Vergleich der Rückströmungen in den Schaufelkanälen der Ventilatoren mittels Konturen negativer Meridionalgeschwindigkeit auf der Ebene 6.

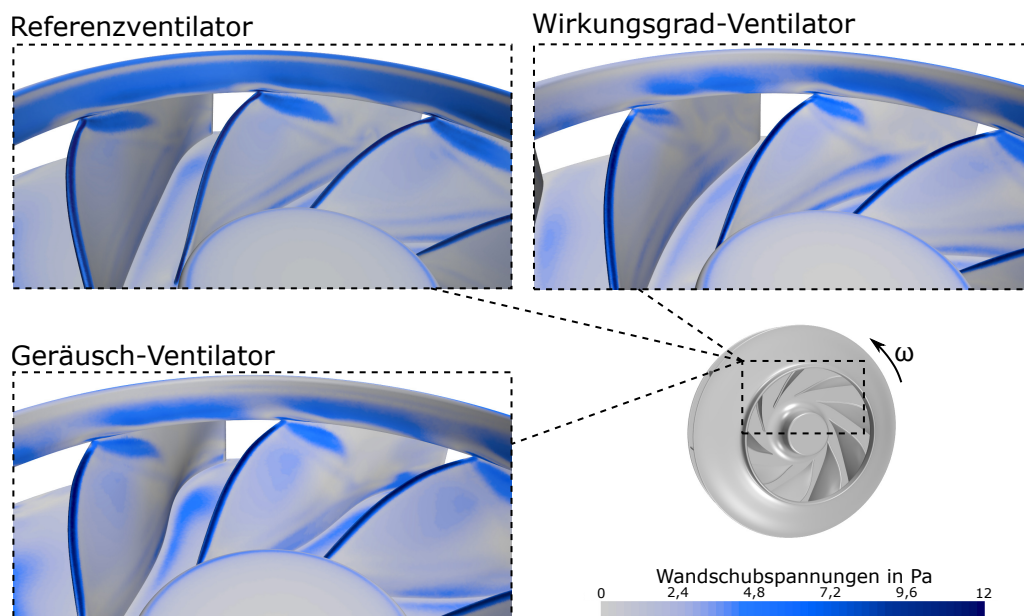


Abbildung 4.15: Darstellung der Wandschubspannungen auf der Schaufelsaugseite und im Bereich des Düsenpals.

Die Qualität der Laufraddurchströmung sowie der Abströmung in das Spiralgehäuse der drei Ventilatoren wird mithilfe der Absolutgeschwindigkeit in Abbildung 4.16 zusammenfassend betrachtet. Auf der Schnittebene durch die Laufradachse lassen sich die zuvor beschriebenen instabilen Strömungsverhältnisse erkennen. So zeigen sich im Bildausschnitt des Geräusch-Ventilators ausgeprägte Querströmungen von der Rad- zur Deckscheibe im letzten Drittel des Schaufelkanals, welche auf die zuvor beschriebenen Ablöseeffekte zurückzuführen sind. Die Querströmungen führen zu einer unter einem großen Winkel verlaufenden Ablenkung der aus dem Ventilator in das Gehäuse ausströmenden Luft in Richtung der Kanalmitte. Es entsteht ein ausgeprägtes Rezirkulationsgebiet an der rechten Spiralgehäusewand. Weiterhin sind zahlreiche kleinere Wirbelgebiete im Bereich der Einlaufdüse zu erkennen.

Auch beim Referenzventilator zeigen sich im Schaufelkanal kurz vor der Austrittskante Querströmungen von der Rad- zur Deckscheibe, die im Vergleich jedoch weniger stark ausgeprägt sind. In der Folge wird der aus dem Laufrad austretende Luftstrom weniger abgelenkt und trifft gleichmäßiger auf die Spiralgehäusezunge. Das oberhalb des Laufrades entstehende Rezirkulationsgebiet an der rechten Gehäusewand ist auffallend kleiner und es sind weniger Wirbelgebiete im Bereich der Einlaufdüse zu erkennen. Die austretende Strömung scheint insgesamt jedoch etwas instabiler und unterliegt einigen Richtungsänderungen im Zuge des Eintritts in das Spiralgehäuse. Dieses Verhalten passt zu den zuvor beschriebenen Verhältnissen im Auslasskanal. Der Bereich um die Düse weist hingegen ein stabileres Verhalten auf, als es bei den anderen Ventilatoren der Fall ist.

Die Strömung innerhalb des Wirkungsgrad-Ventilators zeigt nur gering ausgeprägte Querbewegungen. Der Luftstrom tritt daher oberhalb des Ventilators stabil unter einem deutlich kleineren Winkel als beim Geräusch-Ventilator in das Spiralgehäuse ein. Das entstehende Wirbelgebiet unmittelbar über dem Laufradaustritt an der rechten Gehäusewand ist in diesem Fall nicht zu erkennen. Im Düsenbereich ist ein ähnliches Wirbelverhalten wie beim Referenzventilator, jedoch mit höheren Geschwindigkeiten, festzustellen.

Bei allen Laufrädern zeigen sich Ablösegebiete im Bereich der Laufradnabe. Aufgrund der stabileren Strömungsverhältnisse im Bereich der Radscheibe ist deren Einfluss auf die Schaufeleintrittsbedingungen jedoch gering. Turbulente Zuströmungen können dennoch instationäre Druckverteilungen und damit Wechselkräfte auf den Laufradschaufeln bewirken, was zu zusätzlicher Schallentstehung führen kann (vgl. [11, 69]).

Auffallend sind die niedrigeren Geschwindigkeitsverhältnisse im Bereich der Düse beim Referenzventilator. Dies könnte ein Hinweis auf mehrfaches Umkreisen der Strömung im Spiralgehäuse beim Wirkungsgrad- und Geräusch-Ventilator durch Fehlanströmung der Zunge sein. Da dieses Verhalten mit Verlusten verbunden ist, sollte es grundsätzlich vermieden werden (vgl. [10]).

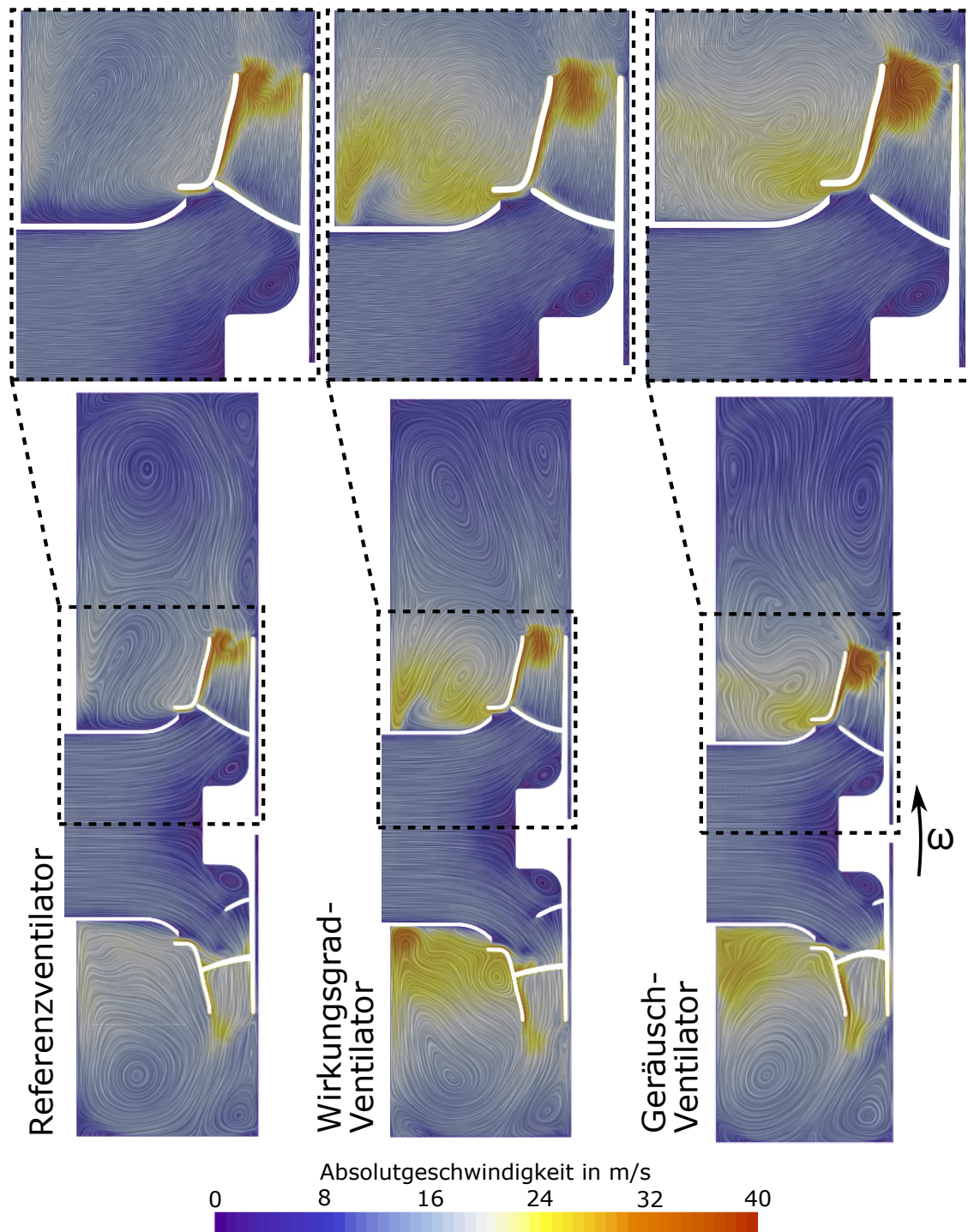


Abbildung 4.16: Darstellung der Ventilator durch- und -abströmung mithilfe der Absolutgeschwindigkeit auf Schnittebenen durch die Laufradachsen.

Die Anströmung der Spiralgehäuse ist in Abbildung 4.17 mithilfe der Absolutgeschwindigkeitsvektoren in der Schaufelmittenebene dargestellt. Dabei zeigt sich der Einfluss der Ablöse- und Wirbelgebiete innerhalb der Schaufelkanäle sowie der teilweise nicht geradlinigen Abströmung auf die Rotor-Stator-Interaktion.

Beim Referenzventilator ergeben sich durch die Strömungsverhältnisse im Schaufelkanal größere Absolutströmungswinkel am Laufradaustritt. Die aus der eindimensionalen Stromfadentheorie folgenden Stromlinien konstanten Dralls am Laufradaustritt verlaufen unter einem größeren Winkel als der Öffnungswinkel der Spiralgehäusekontur. In der Folge stößt die Strömung frontal auf die Zungengeometrie bzw. überströmt diese unter Ausbildung eines großen Ablösegebietes. Der Stoß auf die Gehäusezunge führt zu einer aufwärts gerichteten Strömungskomponente im Auslasskanal, welche in Abbildung 4.7 insbesondere im Bereich der Radscheibe und Schaufelmitte erkennbar ist. Diese Bewegung und das Ablösegebiet hinter der Spiralgehäusezunge können das instabilere Strömungsverhalten sowie den höheren Turbulenzgrad im Auslass des Referenzventilators erklären.

Abbildung 4.18 zeigt Konturen der momentanen Druckfluktuationen p' auf den Spiralgehäuseoberflächen sowie den Laufrädern. Da instationäre Druckverteilungen auf schallharten Oberflächen, wie bereits beschrieben, zu Wechselkräften führen, können die Druckschwankungen als Hinweis auf mögliche Dipolschallquellen genutzt werden. Die Druckfluktuationen ergeben sich aus der Differenz des momentanen und des zeitlich gemittelten Druckfeldes [82]:

$$p'(t) = p(t) - \bar{p} \quad (4.3)$$

Beim Referenzventilator zeigen sich auf der Gehäusezunge sowie im anschließenden sich öffnenden Bereich der Spiralgehäusewand Gebiete hohen Wechseldrucks, welche auf die Stöße durch Fehlanströmung zurückzuführen sind. Mit zunehmendem Abstand zwischen Gehäusewand und Laufradaustritt nimmt die Intensität der Druckfluktuationen ab. Am Laufradaustritt (das Laufrad befindet sich im weiß ausgeblendeten Bereich in der Spiralmitte) sind gleichmäßig umlaufende Druckschwankungen auf der hinteren Gehäusewand erkennbar, die durch die Interaktion des austretenden Luftstroms mit der sich im Spalt zwischen Radscheibe und stationärer Gehäusewand einstellenden Strömung ergeben. Innerhalb des Laufrades sind auf der Schaufelaußenseite stark ausgeprägte Druckfluktuationen ersichtlich, die sowohl auf die Ablöse- und Sekundärströmungsgebiete, als auch auf die turbulenten Zuströmbedingungen durch die Spaltströmung zurückzuführen sind. Auf der Druckseite der Schaufeln zeigen sich keine ausgeprägten Druckschwankungen aufgrund der stabilen Strömungsverhältnisse.

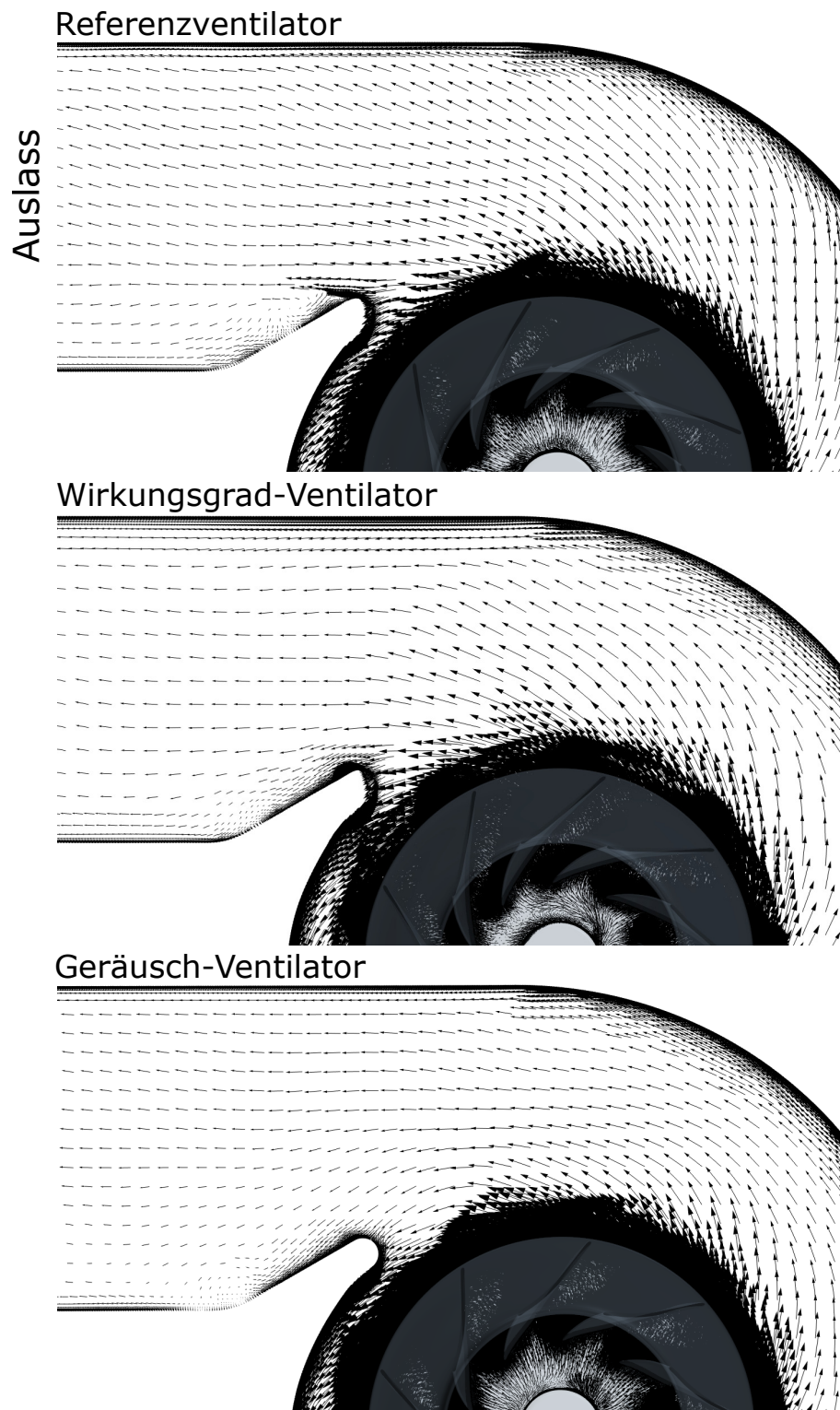


Abbildung 4.17: Darstellung der Anströmung der Spiralgehäuse mithilfe der Absolutgeschwindigkeitsvektoren in den Schaufelmittenebenen.

Die Darstellung der Geschwindigkeitsvektoren beim Wirkungsgrad-Ventilator in Abbildung 4.17 zeigt, dass die Luft im Vergleich zum Referenzventilator unter einem kleineren Absolutströmungswinkel ausströmt. Eine mögliche Ursache ist die Querbewegung des austretenden Luftstroms in Richtung der Kanalmitte, welche beim Referenzventilator weniger stark ausgeprägt ist. Das Spiralgehäuse wird somit besser angeströmt, wodurch weniger Stoßverluste zu erwarten sind. Zusätzlich wird die Zungengeometrie in der dargestellten Schaufelmittenebene nahezu ablösefrei umströmt anstatt unter Ausbildung eines Rückströmgebietes überströmt zu werden. Es ergibt sich das bereits dargestellte stabilere Strömungsverhalten im Auslasskanal mit einem geringeren Turbulenzgrad. Unter Umständen kann die Querbewegung des austretenden Luftstromes jedoch lokal zu einer weiteren Verringerung des Absolutströmungswinkels führen, wodurch sich die bereits beschriebene verlustreiche Mehrfachumkreisung im Spiralgehäuse ergeben kann.

Aufgrund der verbesserten Anströmbedingungen der Spirale sind die sichtbaren Druckfluktuationen beim Wirkungsgrad-Ventilator in Abbildung 4.18 weniger intensiv. Im Vergleich zum Referenzventilator sind die Druckschwankungen auf der Zungengeometrie sowohl räumlich kleiner als auch quantitativ schwächer. Im sich an die Zunge anschließenden Bereich der Spiralgehäusewand sind nur gering ausgeprägte Druckschwankungen in der dargestellten Größenordnung zu erkennen. Dies spricht wiederum für eine insgesamt bessere Anströmung des Spiralgehäuses. Die Druckschwankungen auf der hinteren Gehäusewand sind qualitativ vergleichbar mit denen des Referenzventilators mit etwas kleineren Schwankungsbereichen im hinteren Gehäuseteil. Die Ähnlichkeit in diesem Bereich kann mit den nur gering ausgeprägten Sekundärströmungen unmittelbar an der Radscheibe sowohl beim Wirkungsgrad- als auch beim Referenzventilator zusammenhängen (siehe Bildausschnitte in Abbildung 4.16). Innerhalb des Laufrades zeigen sich auf der Schaufelaußenseite deutlich geringere Wechseldrücke als im Referenzventilator, was wiederum in guter Übereinstimmung mit der zuvor festgestellten besseren Durchströmung der Schaufelkanäle mit kleineren Ablöse- und Rückströmgebieten beim Wirkungsgrad-Ventilator steht. Auf der Schaufelaußenseite sind keine Druckfluktuationen erkennbar.

Das experimentell ermittelte Spektrum des Wirkungsgrad-Ventilators zeigt etwas geringere Schalldrücke bei der Blattfolgefrequenz, welche unmittelbar auf die Wechselkräfte auf der Gehäusezunge sowie die entsprechende Rückwirkung des Spiralgehäuses auf die Schaufeln zurückzuführen sind (vgl. [11, 69]). Im weiteren Sinn kann auch die Interaktion der Schaufeln mit der asymmetrischen Zuströmung durch den Düsenspalt als Rotor-Stator-Interaktion aufgefasst werden und zu tonalen Schallanteilen führen [11]. Beide Mechanismen sind beim Wirkungsgrad-Ventilator weniger stark ausgeprägt, wodurch die reduzierten Pegel bei der BPF erklärbar sind.

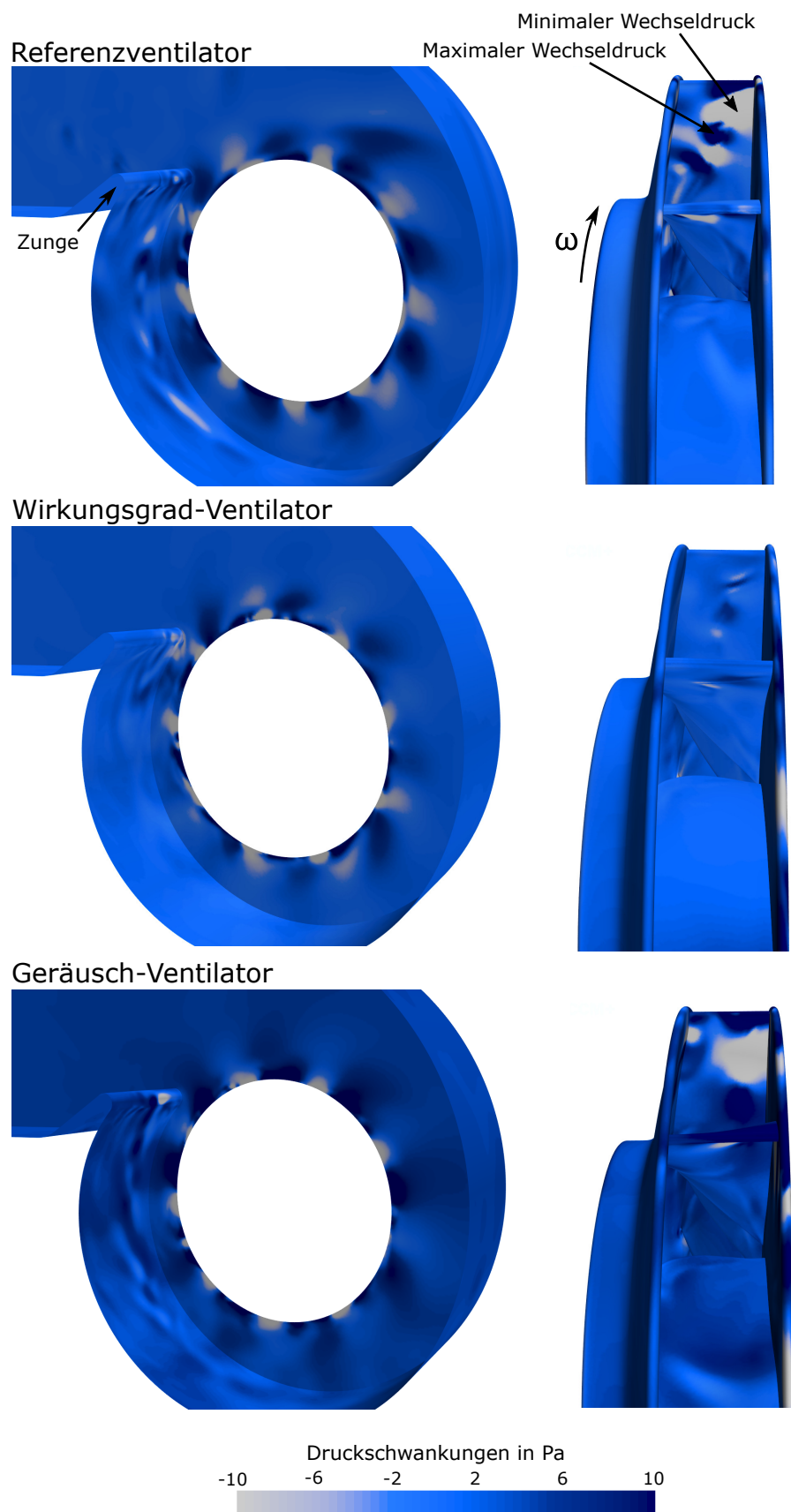


Abbildung 4.18: Darstellung der Druckfluktuationen in den Laufrädern und Spiralgehäusen der untersuchten Ventilatoren.

Die im Spektrum erkennbare leichte Verringerung des Breitbandpegels im Bereich von etwa 1,3 bis 2,3 kHz kann mit unterschiedlichen Geräuschenstehungsmechanismen in Zusammenhang stehen. Breitbandiger Schall entsteht durch instationäre Druckverteilungen auf den rotierenden sowie feststehenden Flächen des Ventilators. Diese werden vor allem durch turbulente Strömungsbedingungen hervorgerufen. In diesem Fall ist insbesondere mit Schallentstehung durch die turbulente Zuströmung aufgrund der Interaktion der Hauptströmung mit der Spaltströmung, durch Geschwindigkeitsschwankungen in der Grenzschicht sowie Grenzschichtablösung, Wirbelbildung und Sekundärströmungen zu rechnen (vgl. [11, 69]). Des Weiteren kann die turbulente Zuströmung der Zungengeometrie durch den Nachlauf der Schaufeln neben tonalen auch breitbandigen Schall erzeugen [69]. Die verringerten sichtbaren Druckfluktuationen auf den Schaufeln des Wirkungsgrad-Ventilators in Abbildung 4.18 zeigen den Einfluss der geringeren Ablöse- und Wirbelgebiete sowie der reduzierten Sekundärströmungen im Schaufelkanal und können eine Erklärung für den niedrigeren Breitbandpegel sein. Zusätzlich sprechen die geringeren Druckfluktuationen auf der Gehäusewand für eine weniger turbulente Zuströmung der Spirale, was zusätzlich den Breitbandpegel reduzieren kann.

Die austretenden Geschwindigkeitsvektoren des Geräusch-Ventilators in Abbildung 4.16 weisen im Vergleich zum Wirkungsgrad-Ventilator weiter reduzierte Absolutströmungswinkel auf. Aufgrund der noch stärker ausgeprägten Querbewegung in Richtung der Kanalmitte besitzen die Austrittsgeschwindigkeiten einen markanten Abwärtsdrall, der sich besonders oberhalb der Spiralgehäusezunge zeigt. Auch in diesem Fall ist wegen der nicht optimalen Anströmung mit Stoßverlusten zu rechnen. Im Gegensatz zum Referenzventilator bleibt jedoch aufgrund der starken Abwärtsbewegung das große Ablöse- und Rezirkulationsgebiet hinter der Zunge aus. Stattdessen prallt die Strömung hinter der eigentlichen Zungengeometrie von der sich anschließenden Stoßdiffusorwandung ab und bildet ein kleines Wirbelgebiet aus. Durch die nicht ideale Anströmung sind Ablöseeffekte an der Zunge in Richtung der sich öffnenden Spirale zu erwarten. Dieser Bereich zeigt sich in Abbildung 4.3 durch eine hohe turbulente kinetische Energie der betroffenen Stromlinien. Weiterhin ist mit Mehrfachumkreisung im Spiralgehäuse und entsprechenden Verlusten zu rechnen.

Die Druckschwankungen im Spiralgehäuse des Geräusch-Ventilators in Abbildung 4.18 passen in dieses Gesamtbild. So sind starke Druckfluktuationen auf der Zungengeometrie und im anschließenden Spiralgehäusebereich zu erkennen. Die quantitativ höheren Wecheldrücke auf der Zunge führen zu den erhöhten Schalldruckpegeln bei der Blattfolgefrequenz im experimentell ermittelten Spektrum. Die insgesamt turbulentere Zuströmung zur Spirale aufgrund der aerodynamisch schlechteren Strömungsbedingungen innerhalb der Schaufelkanäle sowie die Wirbelgebiete unterhalb der Zunge können eine mögliche Ursache für den gestiegenen Breitbandpegel um den Bereich der Blattfolgefrequenz liefern.

Die umlaufenden Druckschwankungen an der hinteren Gehäusewand sind im Vergleich zu den anderen Ventilatoren stärker ausgeprägt, was auf die auffallenden Sekundärströmungen im Schaufelkanal des Geräusch-Ventilators im Bereich der Radscheibe nah der Austrittskante, die mit der Radseitenströmung interagieren (siehe Ausschnitt Abbildung 4.16), zurückgeführt werden kann. Auf der Schaufelsaugseite ist die Intensität der Druckschwankungen vergleichbar zum Referenzventilator. Jedoch zeigen sich im dargestellten Druckbereich auch auf der Schaufeldruckseite leichte Schwankungen. Aufgrund der insgesamt schlechteren Durchströmung des Geräusch-Ventilators ist daher mit einer erhöhten breitbandigen Schallabstrahlung durch die zuvor beschriebenen Mechanismen der instationären Druckverteilungen zu rechnen, die sich auch in den experimentellen Spektren im höheren Frequenzbereich zeigt.

Kapitel 5

Schlussfolgerungen und Ausblick

5.1 Schlussfolgerungen

Die aufwendige Verbesserung von Ventilatoren mithilfe experimenteller Untersuchungen und Parameterstudien ist in den vergangenen Jahren mehr und mehr numerischen Simulationen und rechnergestützten Optimierungsalgorithmen gewichen. Die hohen Kosten sowie der zeitliche Aufwand des Prototypenbaus können somit deutlich reduziert und der oftmals ins Leere führende Ansatz der Versuch-und-Irrtum-Optimierung einzelner Parameter durch effiziente Strategien ersetzt werden. Anstatt die Geometrie der Schaufeln sowie der Schaufelkanäle von Ventilatoren mit empirisch oder semi-empirisch ermittelten Zusammenhängen festzulegen und anschließend deren Auswirkung auf das Strömungsfeld zu untersuchen, kann der Auslegungsprozess auf geeignete Weise mit verschiedenen numerischen Methoden gekoppelt werden. Somit wird eine zielgerichtete und schnelle Untersuchung zahlreicher Varianten ermöglicht.

In dieser Arbeit ist die Methode der inversen Auslegung in Verbindung mit einem evolutionären Algorithmus genutzt worden, um die aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln zu verbessern. Die inverse Methode kehrt die klassische Auslegungsstrategie von Strömungsmaschinen um. So kann mithilfe der konkreten Vorgabe der Belastungsverteilung auf den Schaufeln bereits im Vorfeld Einfluss auf das dreidimensionale Strömungsgebiet im Schaufelkanal genommen und spezielle Anforderungen wie Sekundärströmungsneigung oder Schallabstrahlung berücksichtigt werden. Die Schaufelform wird im Auslegungsprozess iterativ an das entsprechende Strömungsgebiet angepasst. Aufbauend auf einem invers ausgelegten Referenzlaufrad für einen typischen Betriebspunkt eines Radialventilators sind in zwei unabhängigen Optimierungsdurchläufen unter Verwendung des evolutionären Algorithmus NSGA-II je 2500 Varianten numerisch berechnet worden. Jeweils ein vielversprechender Kandidat wurde aus der Menge der Pareto-optimalen Lösungen ausgewählt und anschließend numerisch sowie experimentell betrachtet. Auf diese Weise soll der Einfluss der oft als gegensätzlich angesehenen Zielgrößen des hohen Wirkungsgrades und der niedrigen Schallabstrahlung in Bezug auf die berechneten Schaufelgeometrien untersucht werden.

Zur Bestimmung der aerodynamischen Leistungsfähigkeit ist ein Norm-Kammerprüfstand nach DIN EN ISO 5801 genutzt worden, mit welchem das Kennlinienverhalten der zu prüfenden Ventilatoren festgestellt werden kann. Die aeroakustischen Untersuchungen sind mit der Kanal-Methode nach DIN EN ISO 5136 durchgeführt worden. Mithilfe von drei über den Umfang des Messkanals verteilten Präzisionsmikrofonen der Klasse 1 ist somit die von den Ventilatoren in den Auslasskanal abgegebene Schallleistung im anwendungsbezogenen Einbauzustand für die Ventilatorbestpunkte sowie im Überlastbereich gemessen worden. Zur Unterdrückung turbulenter Druckschwankungen, die dem eigentlichen Schalldruck innerhalb des Messkanals strömungsbedingt überlagert sind, werden die Mikrofone in speziellen Schlitzrohrsonden platziert.

Die numerischen Strömungssimulationen sind mit der kommerziellen Software Simcenter Star CCM+ durchgeführt worden. So konnten die integralen Werte Druckaufbau, Rotor-drehmoment und Wirkungsgrad für die Ventilatorbestpunkte bestimmt werden. Mithilfe der instationären Reynolds-gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (URANS) und dem $k-\omega$ SST Modell zur Handhabung des turbulenten Strömungsfeldes wurde die Ventilatordurchströmung abgebildet und die Interaktion des Laufrades mit den Statorelementen untersucht.

Für die Optimierungen wurden sieben Auslegungsvariablen festgelegt, welche die Schaufelbelastung zwischen Eintritts- und Austrittskante sowie zwischen Rad- und Deckscheibe beschreiben. Dabei wurde die über die Austrittskante gemittelte normierte spezifische Förderarbeit, die beim inversen Verfahren als Hauptauslegungsvariable dient, konstant gehalten, um die Leistungsfähigkeit der Ventilatoren zu gewährleisten. Die Meridionalgeometrie, die Schaufelanzahl, Schaufeldicke sowie betriebliche Parameter wie die Antriebsdrehzahl und der Fördervolumenstrom blieben im Prozess unverändert. Für die Optimierung mit dem Ziel des hohen Wirkungsgrades sind als Zielgrößen der Gesamtprofilverlustbeiwert sowie der Sekundärströmungsbeiwert gewählt worden. Eine Minimierung beider Zielgrößen soll durch Verringerung der strömungsinduzierten Verluste zu einer Erhöhung des Gesamtwirkungsgrades führen. Bei der Optimierung mit dem Ziel der niedrigen Schallabstrahlung ist als Zielgröße zum einen die Gesamtschallabstrahlung bei der Blattfolgefrequenz, bestehend aus Monopol- und Dipolschallquellen, in einem Abstand von einem Meter zur Schaufeleintrittskante in radialer Richtung genutzt worden. Zum anderen wurde, um die Leistungsfähigkeit durch die Optimierung der Geräuschemission möglichst wenig zu beeinflussen, ebenfalls der Gesamtprofilverlustbeiwert als Zielgröße genutzt. Die Berechnung der Gesamtschallabstrahlung basiert auf der Formulierung 1A von Farassat, als eine spezielle Lösung der Ffowcs Williams-Hawkings Gleichung für Oberflächenquellterme in ausschließlich subsonischen Strömungen.

Der für die weiteren Untersuchungen ausgewählte Lösungskandidat der Wirkungsgradoptimierung (Wirkungsgrad-Ventilator genannt) zeigt gegenüber dem Referenzventilator eine höhere Schaufelbelastung in Richtung der Schaufeleintrittskante an der Deckscheibe. Im Bereich der Radscheibe ist die Belastung dagegen in Richtung der Schaufelaustrittskante verschoben. Dieses Verhalten ist in guter Übereinstimmung mit der Theorie sowie Untersuchungen von M. Zangeneh et al. zur Unterdrückung von Sekundärströmungen im Schaufelkanal und Sicherstellung einer gleichmäßigen Abströmung aus dem Laufrad [77, 97]. Die sich einstellende Schaufelbelastungsverteilung senkt den Unterschied des reduzierten statischen Druckkoeffizienten über die Schaufelspannweite, sodass der Sekundärströmungsbeiwert um 31,8 % reduziert wurde. Zusätzlich konnte der Gesamtprofilverlustbeiwert um 2,7 % gegenüber dem Referenzventilator verringert werden. Die numerisch bestimmte Schallabstrahlung blieb dabei nahezu unverändert. Die resultierende Schaufelbelastungsverteilung führt zu einer insgesamt räumlich etwas weniger gekrümmten Schaufel im Vergleich zur Referenz. Der Schaufelwinkelverlauf ist bis kurz vor der Schaufelaustrittskante gleichmäßiger mit einer geringeren Variation über die Spannweite. Die Austrittskante zeigt dagegen stark unterschiedliche Winkel an der Rad- bzw. Deckscheibe. Dieses Verhalten resultiert aus einer leichten Variation der normierten spezifischen Förderarbeit über der Schaufelaustrittskante, welche sich durch die Optimierungsziele ergibt.

Beim Lösungskandidat der Geräuschoptimierung (Geräusch-Ventilator genannt) zeigt sich eine sowohl an der Rad- als auch an der Deckscheibe in Richtung der Schaufeleintrittskante verlagerte Belastungsverteilung. In diesem Fall stellte der Sekundärströmungsbeiwert keine spezifizierte Zielgröße dar, womit die resultierende Schaufelbelastung im Rahmen der Sekundärströmungstheorie erklärbar ist (vgl. [97]). Weiterhin zeigten Geräuschoptimierungen an Axialventilatoren vergleichbare Schaufelbelastungsverteilungen mit einer hohen Last an der Eintrittskante [77]. Die Optimierungen führten zu einer numerisch bestimmten Pegelreduzierung bei der Blattfolgefrequenz um 1,4 dB bei einer gleichzeitigen Verringerung des Gesamtprofilverlustbeiwertes um 2,4 %. Der Sekundärströmungsbeiwert erhöhte sich um 24,4 %. Der evolutionäre Algorithmus neigte im Optimierungsprozess durch die gewählten Auslegungsparameter in Verbindung mit den Zielgrößen zu einer großen Variation der normierten spezifischen Förderarbeit über die Schaufelaustrittskante. Der Geräusch-Ventilator als Pareto-Optimum nahm in der Folge den maximal spezifizierten Wert an. Die resultierende Schaufelgeometrie weist, durch einen über die Spannweite stark variierenden Schaufelwinkel, eine deutlich ausgeprägtere räumliche Krümmung gegenüber der Referenzschaufel auf. Weiterhin fällt der Schaufelwinkel nah der Radscheibe ab etwa 80 % der Schaufellänge stark ab.

Die experimentellen Untersuchungen der aerodynamischen Leistungscharakteristika zeigen eine gute Übereinstimmung mit dem vom Inverse Design Solver bestimmten Trend der Optimierungen. So erreicht der Wirkungsgrad-Ventilator im Bestpunkt einen statischen Wirkungsgrad von $(70,0 \pm 2,1) \%P$ (Prozentpunkte) bei einem statischen Druckaufbau von $(623,1 \pm 1,6) \text{ Pa}$ gegenüber dem Referenzventilator mit $(63,4 \pm 1,9) \%P$ bzw. $(569,7 \pm 1,5) \text{ Pa}$. Der Wirkungsgrad-Ventilator weist weiterhin über den gesamten zusätzlich um 6,7 % erweiterten Betriebsbereich höhere Wirkungsgrade auf. Auch das aerodynamische Ziel einer konstanten Leistungscharakteristik der Geräuschoptimierung konnte erreicht werden. Der Geräusch-Ventilator erreicht im Bestpunkt einen statischen Wirkungsgrad von $(62,8 \pm 1,9) \%P$ sowie einen statischen Druckaufbau von $(566,1 \pm 1,5) \text{ Pa}$ und zeigt somit annähernd identische Eigenschaften im Vergleich zur Referenz. Der Betriebsbereich konnte in diesem Fall um 2,9 % erweitert werden.

Im Hinblick auf die aeroakustischen Eigenschaften kann der von der Numerik bestimmte Trend in den Experimenten nicht bestätigt werden. So weist der Wirkungsgrad-Ventilator im Rahmen der zu erwartenden Unsicherheiten über einen weiten Frequenzbereich ähnliche Schalldruckpegel im Vergleich zum Referenzventilator auf. Der Schalldruck- bzw. Schallleistungspegel bei der Blattfolgefrequenz (BPF) bei 487,5 Hz konnte um 2,3 dB reduziert werden, was ebenfalls den Pegel des entsprechenden Terzbandes senkt und im Optimierungsprozess bzw. vom Inverse Design Solver nicht erkannt wurde. Weiterhin konnten die Terzbandpegel im mittleren Frequenzbereich reduziert werden, was sich ebenso in einer Vergleichsmessung im Überlastbereich zeigt. Der Geräusch-Ventilator weist annähernd über den gesamten untersuchten Frequenzbereich erhöhte Schalldruckpegel auf. Insbesondere um die Blattfolgefrequenz zeigen sich deutliche Pegelerhöhungen um bis zu 3,1 dB. Der Schalldruckpegel bei der BPF ist um 1,4 dB erhöht, was im Widerspruch zu den Optimierungsergebnissen steht. Auch im mittleren bis hohen Frequenzbereich sind die Pegel im Vergleich zum Referenzventilator gestiegen. Die höheren Pegelverläufe zeigen sich hierbei ebenfalls im Überlastbereich. Eine mögliche Erklärung für die Diskrepanz zwischen den numerisch und experimentell bestimmten Ventilatorgeräuschen ist, dass der Ffowcs Williams-Hawkings Ansatz eine Schallabstrahlung in das akustische Freifeld annimmt. Jegliche Rotor-Stator-Interaktionen sowie Effekte wie Beugung, Brechung und Reflexion bleiben unberücksichtigt.

Die im Anschluss durchgeführten numerischen Strömungssimulationen für die Ventilatorbestpunkte geben sowohl Hinweise zur Erklärung der aerodynamischen als auch der aeroakustischen Eigenschaften der untersuchten Laufräder. Die integralen Werte Drehmoment, Druckaufbau und Wirkungsgrad zeigten im Rahmen der in numerischen Simulationen zu erwartenden Unsicherheiten eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. Aufgrund des idealisierten Modells ohne Leckageverluste sowie mechanische Reibung in den Lagerungen, wird der Druckaufbau insgesamt etwas zu hoch und das Rotordrehmoment etwas zu niedrig bestimmt.

Der allgemeine Trend der Optimierungen sowie der Experimente kann dennoch bestätigt werden. So erreicht der Wirkungsgrad-Ventilator einen merklich höheren Druckaufbau sowie Wirkungsgrad, während der Referenz- und Geräusch-Ventilator ähnliche Werte aufweisen.

In den Simulationen zeigt sich, dass die Statorelemente wesentlichen Einfluss auf die Qualität der Laufraddurchströmung sowie der Abströmung aus den Schaufelkanälen und damit auf die Aerodynamik und Akustik haben. Dieser Einfluss kann mit der Methode der inversen Auslegung und dem genutzten Aeroakustikansatz im direkten Optimierungsverfahren momentan nicht vollständig berücksichtigt werden. Insbesondere die Strömung durch den betrieblich notwendigen Düsenspalt hat sich als besonderer Faktor herausgestellt. Nach Pfeleiderer ist der Einfluss des Spaltstroms gerade bei radialen Arbeitsmaschinen mit Deckscheiben besonders ausgeprägt, da die Ablösegefahr der betriebsbedingt verzögerten Strömung in den Schaufelkanälen durch die Spaltströmung steigt. Da die Strömung durch den Düsenspalt desweiteren eine Umfangskomponente besitzt, die sich auf die Hauptströmung überträgt, kann die Strömung am Laufradeintritt mitunter nicht länger als drallfrei angenommen werden. Aus der Euler Strömungsmaschinenhauptgleichung ergibt sich demnach eine Verringerung der spezifischen Förderarbeit, welche im Auslegungs- und Optimierungsprozess unberücksichtigt bleibt (vgl. [12]). Die Interaktion der Spalt- mit der Hauptströmung führt im untersuchten Fall zu einer lokalen Fehlanströmung der Schaufeln und in der Folge zu unterschiedlich stark ausgebildeten Ablöse- und Wirbelgebieten mit partieller Rückströmung in den Schaufelkanälen. Diese sind beim Geräusch-Ventilator am stärksten und beim Wirkungsgrad-Ventilator am geringsten ausgeprägt. Eine Möglichkeit der Berücksichtigung könnte der Parameter $DRVTEK$ liefern, welcher in dieser Arbeit zu Null gesetzt wurde. Dieser legt die Vorbelastung der Schaufeleintrittskante fest und kann dazu dienen, den Anstellwinkel der Zuströmung zu variieren. Weiterhin könnten so der Bestpunkt- sowie der Auslegungspunktvolumenstrom angenähert werden. Da die Interaktion der Spalt- mit der Hauptströmung jedoch im Zuge der direkten Optimierungsstrategie unberücksichtigt bleibt, kann diese nicht verwendet werden, um den Einfluss der Statorelemente in die Optimierung einzubeziehen. Einen Lösungsansatz könnten im Programmpaket *TURBODesign Suite* verfügbare Optimierungsstrategien mithilfe von Design of Experiments und Response Surface Methoden bieten, deren Nutzung jedoch mit einem höheren Zeit- und Ressourcenaufwand bezüglich der Hard- und Software einhergeht und entsprechend berücksichtigt werden muss. Da in diesem Fall CFD-Simulationen Teil der Optimierung sind, könnte der Effekt der Spaltströmung mit betrachtet werden.

Ein weiteres nicht zu vernachlässigendes Statorelement stellt das Spiralgehäuse mit der Zungengeometrie dar. Wie die zuvor beschriebene Spaltströmung wird auch das Spiralgehäuse lediglich bei der Vorauslegung der Hauptabmessungen und Bestimmung der zur Auslegung notwendigen Parameter wie Minderleistungsfaktoren, inneren Wirkungsgraden oder Reaktionsgraden berücksichtigt.

Die Rotor-Stator-Interaktion des Laufrades mit der Spiralgehäusezunge und die damit verbundenen aerodynamischen sowie aeroakustischen Effekte, welche bei dieser Ventilatorbauart von entscheidender Bedeutung sind, werden beim direkten Optimierungsansatz nicht betrachtet. In den Simulationen zeigte sich eine durch die beschriebenen Ablöse- und Sekundärströmungsgebiete in den Schaufelkanälen bedingte ungleichmäßige Abströmung aus den Laufrädern.

Beim Geräusch-Ventilator strömt die austretende Luft unter einem großen Winkel in Richtung der Spiralgehäusemitte aus dem Laufrad und trifft ungleichförmig sowie nicht optimal auf die Spiralgehäusezunge. Dabei entstehen sowohl Stoßverluste und Ablösegebiete, welche die Druckrückgewinnung der Spirale mindern, als auch Schallquellen mit Dipolcharakter. Die qualitative Intensität der Druckfluktuationen auf den Spiralgehäuseoberflächen zeigt sich daher in den Simulationen beim Geräusch-Ventilator am ausgeprägtesten.

Der austretende Luftstrom aus dem Referenzventilator weist einen weniger starken Drall in Richtung der Gehäusemitte auf, ist aber insgesamt instabiler, was sich ebenfalls im Turbulenzgrad innerhalb des Auslasskanals zeigt. Ursächlich ist die annähernd frontale Anströmung des Spiralgehäuses mit der Ausbildung eines großen Ablöse- und Rezirkulationsgebietes hinter der Zungengeometrie im sich anschließenden Stoßdiffusor. Auch in diesem Fall kommt es zu Stoßverlusten und einer Verringerung der Druckrückgewinnung sowie zu Schallquellen auf der Zunge. Da jedoch die Rückwirkung der Rotor-Stator-Interaktion auf die Schaufeln durch den überhöhten Absolutströmungswinkel am Laufradaustritt des Referenzventilators kleiner ist als beim Geräusch-Ventilator, ist die Schallentstehung etwas geringer, was sich ebenfalls in der Darstellung der Druckschwankungen zeigt. Zusätzlich kann es beim Geräusch-Ventilator zu einer verlustreichen Mehrfachumströmung der Spirale kommen, was beim Referenzventilator unwahrscheinlich ist.

Beim Wirkungsgrad-Ventilator zeigt sich eine nur gering ausgeprägte Geschwindigkeitskomponente in Richtung der Spiralgehäusemitte. Die austretende Luft trifft optimal auf die Spiralgehäusezunge und bildet nahezu keinerlei Ablösegebiete aus. Die Zunge wird daher umströmt, anstatt in Richtung des Auslasses oder in die Spiralkontur überströmt zu werden, wie es sich bei den anderen Laufrädern zeigt. Es ist mit nur gering ausgeprägten Stoßverlusten zu rechnen, was die gesteigerte Leistungsfähigkeit des Wirkungsgrad-Ventilators erklärt. Auch die Druckfluktuationen auf den Spiralgehäuseoberflächen sowie den Schaufeln lassen eine verringerte Schallentstehung durch die Rotor-Stator-Interaktion vermuten, wodurch die geringeren Schalldruckpegel bei der Blattfolgefrequenz sowie im mittleren Frequenzbereich resultieren können.

5.2 Ausblick

Aus den Ergebnissen der numerischen Strömungssimulationen lässt sich folgern, dass die Interaktion der individuellen Laufradabströmung mit der Spiralgehäusezunge und dem sich anschließenden Stoßdiffusor die Leistungscharakteristika wesentlich beeinflusst. So zeigt der Geräusch-Ventilator trotz der deutlich ungünstigeren Strömungsverhältnisse innerhalb der Schaufelkanäle und des schlechten Abströmverhaltens annähernd gleich gute Ergebnisse wie der Referenzventilator in Hinblick auf die Aerodynamik. Die wahrscheinlichste Erklärung dafür liefert die strömungsmechanisch bessere Umströmung der Spiralgehäusezunge ohne Ablösung am Stoßdiffusor. In weiteren Forschungsprojekten kann der Einfluss des Stoßdiffusors untersucht werden. Bei einem konstanten Abströmverhalten ohne Verwendung des vorhandenen Stoßdiffusors könnte die aerodynamische Leistungsfähigkeit des Referenzventilators steigen, da die Ablöse- und Rezirkulationsgebiete hinter der Zunge verschwinden. Gleichzeitig wäre ein leichter Rückgang des Breitbandpegels zu erwarten. In diesem Zuge ist mit einer Verringerung der aerodynamischen Leistungsfähigkeit des Geräusch-Ventilators zu rechnen, da die Stoßverluste an der Spiralgehäusezunge erhöht würden, was wiederum zu einer weiteren Steigerung der Schalldruckpegel führen könnte. Da die Anströmung der Spiralgehäusekontur beim Wirkungsgrad-Ventilator annähernd ideal ist, ist in diesem Fall von einem geringen Einfluss des Stoßdiffusors auszugehen. Bei einer Ausführung des Spiralgehäuses ohne Stoßdiffusor kann jedoch eine Auswirkung auf die Strömung durch den Düsenpalt nicht gänzlich ausgeschlossen werden. Da diese die Laufraddurchströmung und in der Folge die Anströmung der Spirale wesentlich beeinflusst, kann ein konstantes Strömungsverhalten durch Entfernen des Stoßdiffusors nicht ohne weiteres angenommen werden. Der Einfluss der Formgebung des Diffusors und des Auslasskanals auf die Strömung durch den Düsenpalt und mithin der aerodynamischen und aeroakustischen Eigenschaften des Ventilators bieten somit Raum für weitere lohnende Forschungsarbeiten.

Die untersuchten Laufräder wurden in einem logarithmischen Spiralgehäuse mit Rechteckquerschnitt und einem Öffnungswinkel von 6° betrieben. Der optimale Öffnungswinkel variiert jedoch in Abhängigkeit von den Strömungsgeschwindigkeiten am Laufradaustritt. Bei der Nutzung individuell angepasster Spiralgehäusekonturen ist mit einer insgesamt Verbesserung sowohl der aerodynamischen als auch der aeroakustischen Eigenschaften aller drei Laufräder zu rechnen. Weiterhin ist das Verhältnis der Spiralgehäuse- zur Laufradbreite im hier untersuchten Fall mit 4,6 relativ groß, was zu weiteren Verlusten führt. Nach Bommers und Grundmann sollte das Verhältnis bei 2 bis 4 bzw. 2 bis 3 liegen [8, 9].

Die Ergebnisse der Optimierungen haben gezeigt, dass eine geringe Schallabstrahlung als Zielgröße ohne die Berücksichtigung von Sekundärströmungen zu einer hohen Belastung an der Schaufeleintrittskante sowohl im Deck- als auch im Radscheibenbereich führt. Eine mögliche Erklärung dafür könnten sich daraus ergebende reduzierte Schallquellen durch

Hinterkantenlärm und den Nachlauf der Schaufeln liefern. Gleichzeitig resultiert die Belastungsverteilung in Kombination mit der großen Variation der normierten spezifischen Förderarbeit über die Austrittskante jedoch in eine unstetige und stark räumlich gekrümmte Schaufel beim Geräusch-Ventilator, worunter die Qualität der Schaufeldurchströmung leidet. Die Interaktion mit der Strömung durch den Düsenpalt und die daraus entstehenden Ablösegebiete erschweren die Bewertung der resultierenden Schaufelgeometrie zusätzlich. Die beschriebene Schaufelbelastungsverteilung wurde von M. Zangeneh et al. im Hinblick auf die Entstehung von Sekundärströmungen als nicht-optimaler Fall angenommen und untersucht [97]. Hierbei zeigte sich, dass das Strömungsverhalten im Hinblick auf eine gleichmäßige Abströmung sowie Sekundärströmungsneigung in diesem Fall durch eine Anstellung der Schaufelhinterkante deutlich verbessert werden kann. Die Schaufel wird dabei im Bereich der Deckscheibe entgegen der Drehrichtung des Laufrades angestellt. Diese Maßnahme führt analog zur Belastungsverteilung beim Wirkungsgrad-Ventilator zu einer Verringerung des reduzierten statischen Druckkoeffizienten und einem kleineren Sekundärströmungsbeiwert (vgl. [97]). Somit kann die nicht-ideale Belastungsverteilung, welche sich durch das Ziel der geringen Schallabstrahlung ergibt, ausgeglichen und die Qualität der Laufraddurchströmung beim Geräusch-Ventilator insgesamt verbessert werden. Für weitere Optimierungen ist daher die Berücksichtigung einer Schaufelanstellung über die Option des *Stacking* in *TURBODesign 1* sinnvoll und sollte als Optimierungsparameter hinzugefügt werden. Des Weiteren könnte somit die sich ergebende Variation der normierten spezifischen Förderarbeit über der Schaufelaustrittskante ausgeglichen werden, die sich bei beiden Optimierungen unterschiedlich ausgeprägt gezeigt hat. Andernfalls ist eine manuelle Verringerung der Minimum-Maximum Grenzen dieses Parameters zu erwägen, um verzerrte Schaufelgeometrien zu vermeiden.

Weitere Verbesserungsmöglichkeiten, die jedoch alle untersuchten Laufräder betreffen, bestehen in der Ausführung der Laufradnabe sowie der Schaufeleintrittskante. Die Eintrittskante erstreckt sich im Bereich der Radscheibe weit in Richtung der Nabe, was einer besseren Führung der Strömung dienen soll. Durch die lange Ausführung ist jedoch mit Verlusten zu rechnen, die durch den Nutzen der besseren Führung gegebenenfalls nicht ausgeglichen werden. Weiterhin löst die in das Laufrad eintretende Luft an der aus Festigkeitsgründen relativ groß und strömungsmechanisch nicht ideal ausgeführten Nabe teilweise ab. Dadurch trifft die Schaufeleintrittskante auf einen instationären Bereich, was zu zusätzlichen Verlusten und Schallentstehung führen kann. Über eine entsprechende Option kann der Winkel, den die Schaufeleintrittskante mit der Radscheibe bildet, während der Vorauslegung in *TDP* festgelegt werden. Üblicherweise beträgt dieser Winkel bei einfachen Radialventilatoren 90° . Weiterhin könnte die stromlinienförmige Ausführung der Laufradnabe zu einer Verringerung der Ablösung in diesem Bereich führen.

Die Ergebnisse der Arbeit zeigen, dass ein höherer Wirkungsgrad nicht zwangsläufig mit einer erhöhten Schallabstrahlung einhergeht. Eine Verbesserung der Laufraddurchströmung mit geringen Ablöse- und Rückströmgebieten kann sowohl die aerodynamische Leistungsfähigkeit steigern, als auch die Schallabstrahlung verringern. Es zeigt sich jedoch ebenfalls, dass die komplexe Interaktion der Laufradströmung mit den Statorelementen bei diesem Ventilatorotyp von weitreichender Bedeutung sowohl für die Aerodynamik als auch für die Aeroakustik ist und mit der direkten Optimierungsstrategie nicht in Gänze abgebildet werden kann.

Es ist daher ein indirekter Optimierungsansatz bestehend aus der Inversen Auslegung in Verbindung mit Design of Experiments, CFD-Simulationen und evolutionären Algorithmen zu empfehlen, um die Rotor-Stator-Interaktion zu berücksichtigen. Zur Reduzierung des zeitlichen Aufwands bei der indirekten Optimierungsstrategie sind Response Surface Methoden zu erwägen. Der genutzte evolutionäre Algorithmus kann in diesem Fall die Optimierung auf der polynomisch gebildeten Antwortfläche durchführen, die eine Approximation der zugrundeliegenden Systemgleichungen darstellt. Somit muss nicht für jeden Lösungskandidaten erneut das inverse Auslegungsverfahren durchlaufen werden. Weiterhin könnten somit auch Betriebspunkte jenseits des Auslegungspunktes in die Optimierungen eingeschlossen werden. Wenn aus Zeit oder Kostengründen weiterhin der direkte Optimierungsansatz verfolgt werden soll, sollte der Ventilator isoliert betrachtet werden, um einen Einfluss der Rotor-Stator-Interaktion weitestgehend auszuschließen. Es ist davon auszugehen, dass die numerischen Ergebnisse des genutzten Ffowcs Williams-Hawkings Ansatz in diesem Fall bessere Übereinstimmung mit experimentellen Daten aufweisen. Des Weiteren ist es empfehlenswert, bei der Nutzung des direkten Optimierungsansatzes von einem bereits gut ausgelegten und numerisch validierten Ventilatormodell zu starten, um die Zuverlässigkeit des evolutionären Algorithmus bei der Suche nach den Pareto-optimalen Lösungen zu erhöhen.

In einem fortlaufenden Verbesserungsprozess des Ventilatorprüfstandes ist ein Austausch der derzeit genutzten Lagerung der Antriebswelle zu erwägen. Die verwendeten Kugellager rufen ein hohes Leermoment hervor, welches in den Untersuchungen zur Bestimmung des Wirkungsgrades berücksichtigt werden muss. Gleit- oder Magnetlager können, in Verbindung mit einem Drehmomentsensor für einen kleineren Messbereich, zur Verringerung der Unsicherheiten bei den aerodynamischen Messungen führen und damit die allgemeine Güte der experimentellen Untersuchungen verbessern. Des Weiteren können die momentan genutzten Lager zur Erhöhung des Antriebsgeräusches beitragen sowie die gemessenen Peaks im hohen Frequenzbereich hervorrufen. Der Einfluss beider Effekte könnte ebenfalls mit der kontinuierlichen Weiterentwicklung des Messaufbaus verringert werden.

Zusammenfassend zeigen die Ergebnisse der Arbeit, dass die Optimierung mithilfe der inversen Auslegung in einer direkten Optimierungsstrategie den Wirkungsgrad eines Radialventilators sowie die allgemeinen aerodynamischen Eigenschaften zielführend verbessern kann. In diesem Zusammenhang ist ebenfalls eine Reduzierung der akustischen Schallabstrahlung möglich. Als besondere Einflussgrößen haben sich jedoch Statorelemente wie das Spiralgehäuse mit der Zungengeometrie und die Einlaufdüse herausgestellt, die im Zuge des direkten Optimierungsansatzes derzeit nicht berücksichtigt werden können. Da diese insbesondere die akustischen Eigenschaften des untersuchten Ventilatorotyps maßgeblich beeinflussen, ist die aeroakustische Optimierung in diesem untersuchten Fall nicht zielführend. Es ist daher zur Verbesserung der Schallabstrahlung ein numerisch und zeitlich aufwendigerer Optimierungsansatz inklusive Simulationen oder eine isolierte Betrachtung des Laufrades zu empfehlen.

Literatur

- [1] *Ventilatoren - Terminologie und Klassifizierung*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. DIN EN ISO 13349:2010, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Juli 2010.
- [2] S. Hales. *A Description of Ventilators: Whereby great Quantities of Fresh Air May with Ease be conveyed into Mines, Goals, Hospitals, Work-Houses and Ships, In Exchange for their Noxious Air*. London, England: W. Innys, Mai 1743.
- [3] *Abt. 141, Schiele und Co. GmbH*. Hessisches Wirtschaftsarchiv e.V., 2009. URL: <https://www.hessischeswirtschaftsarchiv.de/bestaende/einzeln/0141.php>. (abgerufen: 11.07.2020).
- [4] L. Darmstaedter, R. du Bois-Reymond und C. Schaefer. *Handbuch zur Geschichte der Naturwissenschaften und der Technik*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2. umgearbeitete und vermehrte Auflage, 1908, S. 536.
- [5] S. S. Wheeler und F. B. Crocker. *Electric Motor*. U. S. Patent Office, Patent No. 494,978, April 1893.
- [6] P. Diehl. *Electric Fan*. U. S. Patent Office, Patent No. 550,042, November 1895.
- [7] *Über TLT-Turbo*. TLT-Turbo GmbH. URL: <https://www.tlt-turbo.com/de/ueber-uns/>. (abgerufen: 13.07.2020).
- [8] L. Bommers. *Ventilatoren - Mit ausgewählten Problemlösungen für den Geräte- und Anlagenbau*. Enningen: expert-Verlag, 1990.
- [9] L. Bommers, J. Fricke und R. Grundmann (Hrsg.) *Ventilatoren*. Essen: Vulkan-Verlag, 2. Auflage, 2002.
- [10] B. Eck. *Ventilatoren - Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*. Berlin: Springer-Verlag, 6. Auflage, 2004.
- [11] T. Carolus. *Ventilatoren - Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion*. Siegen: Springer Vieweg Verlag, 3. überarbeitete und aktualisierte Auflage, 2013.
- [12] C. Pfeleiderer und H. Petermann. *Strömungsmaschinen*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 6. Auflage, 1991.
- [13] C. Pfeleiderer. *Die Kreiselpumpen für Flüssigkeiten und Gase*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 5. Auflage, 1961.
- [14] K. Menny. *Strömungsmaschinen - Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*. Wiesbaden: Teubner Verlag, 5. überarbeitete Auflage, Mai 2016.
- [15] H. Sigloch. *Strömungsmaschinen - Grundlagen und Anwendungen*. Enningen: Hanser Verlag, 5. aktualisierte Auflage, 2013.
- [16] W. Bohl. *Ventilatoren: Berechnung, Konstruktion, Versuch, Betrieb*. Würzburg: Vogel Verlag, 1983.
- [17] H. W. Roth. *Optimierung von Trommelläufer-Ventilatoren*. Karlsruhe: Dissertation an der Universität Karlsruhe, Juli 1980.

- [18] A. Stuchlik. *Numerische Berechnung und Auslegung von Trommelläufer-Ventilatoren bei idealer und gestörter Zu- und Abströmung (NUBAT)*. Berlin: Dissertation an der TU-Berlin, Mai 2010.
- [19] F. P. Bleier. *Fan Handbook: Selection, Application, and Design*. New York: McGraw-Hill, 1998.
- [20] R. D. Madison. *Fan Engineering*. Buffalo: Buffalo Forge Company, 5th Edition, 1949.
- [21] W. Neise. “Noise Reduction in Centrifugal Fans: A Literature Survey”. In: *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 45, Nr. 3 (1976), S. 375–403.
- [22] T. F. W. Embleton. “Experimental Study of Noise Reduction in Centrifugal Blowers”. In: *The Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 35, Nr. 5 (1963), S. 700–705.
- [23] W. Leidel. *Einfluss von Zungenabstand und Zungenradius auf Kennlinie und Geräusch eines Radialventilators*. München, Köln: Zentralstelle für Luftfahrt-dokumentation und -information, DLR-FB 69-16, 1969.
- [24] L. Bommers. *Minderung des Drehklanglärms bei einem Radialventilator kleiner Schnel-läufigkeit*. Wiesbaden: Springer Fachmedien, 1979.
- [25] L. Bommers und D. Reinartz. “Entwurfspolynome zur Optimalen Auswahl und Be-messung von Industrieventilatoren radialer Bauart”. In: *Tagungsband: Wissenschaftlich-Technische Konferenz Industrieventilatoren* (6. bis 8. Oktober 1997 in Zakopane, Polen), S. 39–51.
- [26] O. Cordier. “Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmaschinen”. In: *BWK - Brenn-stoff, Wärme, Kraft*, Vol. 5, Nr. 10 (1953), S. 337–340.
- [27] S. Schönwald et al. “Auslegung von Radialventilatoren nach Leonard Bommers”. In: *HLH - Lüftung/Klima, Heizung/Sanitär, Gebäudetechnik*, Vol. 62, Nr. 3 (2011), S. 22–30.
- [28] S. Marksches. *Experimentelle Untersuchung zur Geräusch und Wirkungsgradopti-mierung eines Radialventilators kleiner Leistung*. Berlin: Masterarbeit an der HTW Berlin, 2019.
- [29] M. Darvish und S. Frank. *Numerische und Experimentelle Geräusch-Optimierung von Trommelläufer-Ventilatoren (NEGOT)*. Berlin: Forschungsbericht der HTW Berlin, 2014.
- [30] M. Darvish. *Numerical and Experimental Investigations of the Noise and Perfor-mance Characteristics of a Radial Fan with Forward-Curved Blades*. Berlin: Disser-tation an der TU-Berlin, März 2015.
- [31] R. Streuber. *Untersuchungen zur Aero-Akustik von Trommelläufer-Ventilatoren*. Berlin: Masterarbeit an der HTW-Berlin, April 2013.
- [32] M. Darvish und S. Frank. “Numerical and experimental investigations on the noise of a centrifugal fan with forward-curved blades”. In: *Proceedings of the 42nd Inter-national Congress and Exposition on Noise Control Engineering - Inter-Noise 2013* (2013 in Innsbruck, Austria).
- [33] D. Beck. *Beitrag zur aeroakustischen Untersuchung an Lüftern radialer Bauwei-se mit vorwärtsgekrümmten Schaufeln*. Berlin: Masterarbeit an der HTW-Berlin, Oktober 2013.

- [34] B. Tietjen. *A Numerical Study of Various Volute Cut-Offs and the Influence on the Aeroacoustics and Aerodynamics of a Forward Curved Fan*. Berlin: Masterarbeit an der HTW-Berlin, Oktober 2013.
- [35] M. Darvish, B. Tietjen, D. Beck und S. Frank. “Tonal Noise Reduction in a Radial Fan with Forward-Curved Blades”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition* (2014 in Düsseldorf, Germany).
- [36] M. Darvish, S. Frank und C. O. Paschereit. “Numerical and Experimental Study on the Tonal Noise Generation of a Radial Fan”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 137, Nr. 10 (October 2015).
- [37] W. Neise und G. H. Koopmann. “Reduction of Centrifugal Fan Noise by Use of Resonators”. In: *Journal of Sound and Vibration* , Vol. 73, Nr. 3 (1980), S. 297–308.
- [38] G. H. Koopmann und W. Neise. “The Use of Resonators to Silence Centrifugal Blowers”. In: *Journal of Sound and Vibration* , Vol. 82, Nr. 1 (1982), S. 17–27.
- [39] Y. Gu, D. Qi, Y. Mao und X. Wang. “Theoretical and experimental studies on the noise control of centrifugal fans combining absorbing liner and inclined tongue”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy* , Vol. 225 (2011), S. 789–801.
- [40] C. Xu und Y. Mao. “Experimental investigation of metal foam for controlling centrifugal fan noise”. In: *Applied Acoustics* , Vol. 104 (2016), S. 182–192.
- [41] G. H. Koopmann, D. J. Fox und W. Neise. “Active Source Cancellation of the Blade Tone Fundamental and Harmonics in Centrifugal Fans”. In: *Journal of Sound and Vibration* , Vol. 126, Nr. 2 (1988), S. 209–220.
- [42] G. H. Koopmann, W. Neise und W. Chen. “Active Noise Control to Reduce the Blade Tone Noise of Centrifugal Fans”. In: *Journal of Vibration, Acoustics, Stress, and Reliability in Design* , Vol. 110 (1988), S. 377–383.
- [43] R. Lerch, G. Sessler und D. Wolf. *Technische Akustik: Grundlagen und Anwendungen*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2009.
- [44] W. Neise und U. Michel. *Aerodynamic Noise of Turbomachines*. Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt, Abteilung Turbulenzforschung Berlin: Notes of a Short Course, 1994.
- [45] H. Schlichting und K. Gersten. *Grenzschicht-Theorie*. 10. überarbeitete Auflage. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2006.
- [46] K.-R. Fehse und W. Neise. “Generation Mechanisms of Low-Frequency Centrifugal Fan Noise”. In: *AIAA Journal* , Vol. 37, Nr. 10 (1999), S. 1173–1179.
- [47] S. Suzuki und Y. Ugai. “Study on High Specific Speed Airfoil Fans”. In: *Bulletin of JSME* , Vol. 20, Nr. 143 (1977), S. 575–583.
- [48] D. Wolfram und T. Carolus. *Akustische Quellen bei gehäuselosen Radialventilatoren: Analyse, Modelle, Minderung*. Siegen: Forschungsbericht (F209 101 A) der Universität Siegen, 2009.
- [49] D. Wolfram und T. Carolus. “Experimental and numerical investigation of the unsteady flow field and tone generation in an isolated centrifugal fan impeller”. In: *Journal of Sound and Vibration* , Vol. 329, Nr. 21 (2010), S. 4380–4397.
- [50] T. Geyer. “Vom Eulenflügel zum leisen Tragflügel”. In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 2017 in Kiel* (2017 in Kiel), S. 17–32.

- [51] S. B. Primrose. *Biomimetics: Nature-Inspired Design and Innovation*. o.O.: John Wiley & Sons, 2020.
- [52] I. Zurbano-Fernández, A. Guédel und M. Robitu. “Experimental investigations of the noise reduction of a plug fan by leading-edge serrations”. In: *Proceedings of the 23rd International Congress on Acoustics in Aachen, Germany* (2019 in Aachen, Germany), S. 1859–1866.
- [53] *Pressemitteilung*. Ziehl-Abegg SE. URL: <https://fanpost.ziehl-abegg.com/2019/11/22/doppelsieg-fuer-hightech-ventilator-in-london/>. (abgerufen: 17.08.2020).
- [54] M. Boltezar, M. Mesaric und A. Kuhelj. “The Influence of Uneven Blade Spacing on the SPL and Noise Spectra Radiated From Radial Fans”. In: *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 216, Nr. 4 (1998), S. 697–711.
- [55] G. Lauchle und T. Brungart. “Modifications of a Vacuum Cleaner for Noise Control”. In: *Proceedings of the 29th International Congress and Exposition on Noise Control Engineering - Inter-Noise 2000* (1998 in Nice, France).
- [56] B. Jiang et al. “Tonal noise reduction by unevenly spaced blades in forward-curved-blades centrifugal fan”. In: *Applied Acoustics*, Vol. 146 (2019), S. 172–183.
- [57] I. Griva, S. G. Nash und A. Sofer. *Linear and Nonlinear Optimization*. Philadelphia: Society for Industrial und Applied Mathematics, 2009.
- [58] P. Bangert. *Optimization for Industrial Problems*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2012.
- [59] F.-M. Dittes. *Optimierung: Wie man aus allem das Beste macht*. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg Verlag, 2015.
- [60] M. Papageorgiou, M. Leibold und M. Buss. *Optimierung: Statische, dynamische, stochastische Verfahren für die Anwendung*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 4. Auflage, 2015.
- [61] F. Jarre und S. Josef. *Optimierung: Einführung in mathematische Theorie und Methoden*. Berlin: Springer Spektrum, 2. Auflage, 2019.
- [62] L. Harzheim. *Strukturoptimierung: Grundlagen und Anwendungen*. Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, 3. überarbeitete und erweiterte Auflage, 2019.
- [63] R. Gleichmar. *Approximationen und paralleles Rechnen bei der multidisziplinären Strukturoptimierung*. München: Dissertation an der TU München, 2004.
- [64] K.-Y. Kim und S.-J. Seo. “Shape Optimization of Forward-Curved-Blade Centrifugal Fan with Navier-Stokes Analysis”. In: *Journal of Fluids Engineering*, Vol. 126, Nr. 5 (2004), S. 735–742.
- [65] K.-Y. Kim und S.-J. Seo. “Application of Numerical Optimization Technique to Design of Forward-Curved Blades Centrifugal Fan”. In: *JSME International Journal Series B Fluids and Thermal Engineering*, Vol. 49, Nr. 1 (2006), S. 152–158.
- [66] M.-W. Heo, J.-H. Kim, T.-W. Seo und K.-Y. Kim. “Aerodynamic and aeroacoustic optimization for design of a forward-curved blades centrifugal fan”. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, Vol. 230, Nr. 2 (2016), S. 154–174.
- [67] K. Weicker. *Evolutionäre Algorithmen*. Wiesbaden: Springer Vieweg Verlag, 3. überarbeitete und erweiterte Auflage, 2015.

- [68] M.-W. Heo, J.-H. Kim und K.-Y. Kim. “Design Optimization of a Centrifugal Fan with Splitter Blades”. In: *International Journal of Turbo & Jet-Engines* , Vol. 32, Nr. 2 (2014), S. 143–154.
- [69] G. Müller und M. Möser (Hrsg.) *Strömungsgeräusche*. Berlin: Springer Vieweg Verlag, 2017.
- [70] Z.-d. Yang et al. “Prediction and optimization of aerodynamic noise in an automotive air conditioning centrifugal fan”. In: *Journal of Central South University* , Vol. 20 (2013), S. 1245–1253.
- [71] M. Stadler, J. Grilliat, W. Laufer und M. B. Schmitz. “Aeroacoustic Optimization of Radial Fans for Medical Applications”. In: *Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition* (2016 in Seoul, South Korea).
- [72] K. Bamberger und T. Carolus. “A Novel Optimization Based Method for Centrifugal Fans”. In: *Proceedings of the 12th European Conference on Turbomachinery Fluid dynamics & Thermodynamics* (2017 in Stockholm, Sweden).
- [73] M. Zangeneh und W. R. Hawthorne [sic!] “A Fully Compressible Three Dimensional Inverse Design Method Applicable to Radial and Mixed Flow Turbomachines”. In: *Proceedings of the ASME 1990 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Volume 1: Turbomachinery* (1990 in Brussels, Belgium).
- [74] M. Zangeneh. “A Compressible Three-Dimensional Design Method for Radial and Mixed Flow Turbomachinery Blades”. In: *International Journal of Numerical Methods in Fluids* , Vol. 13 (1991), S. 599–624.
- [75] S. Lee, H.-J. Kim, W.-S. Song und K.-W. Ahn. “Aero-Acoustic Design of Fan Using Inverse Method”. In: *Proceedings of the ASME/JSME 2003 4th Joint Fluids Summer Engineering Conference. Volume 2: Symposia, Parts A, B, and C* (2003 in Honolulu, Hawaii).
- [76] M. Stadler, M. B. Schmitz, W. Laufer und P. Ragg. “Inverse Aeroacoustic Design of Axial Fans Using Genetic Optimization and the Lattice-Boltzmann Method”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 136, Nr. 4 (2014).
- [77] M. Zangeneh und M. de Maillard. “Optimization of Fan Noise by Coupling 3D Inverse Design and Automatic Optimizer”. In: *Proceedings of FAN 2012* (2012 in Senlis, France).
- [78] M. Henner, Y. Beddadi, B. Demory und M. Zangeneh. “Automotive Blower Design with Inverse Method applied on Wheel and Volute”. In: *Proceedings of FAN 2015* (2015 in Lyon, France).
- [79] C. Eisenmenger, S. Frank, H. Dogan und M. Ochmann. “Aerodynamische und aeroakustische Optimierung eines Radialventilators mit rückwärts-gekrümmten Schaufeln für Haushaltsgeräte mittels Inverse Design”. In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 2019 in Rostock* (2019 in Rostock), S. 410–413.
- [80] C. Eisenmenger, S. Frank, H. Dogan und M. Ochmann. “Aerodynamic and aeroacoustic optimization of a small centrifugal fan with backward-curved blades by means of inverse design”. In: *Proceedings of the 23rd International Congress on Acoustics in Aachen, Germany* (2019 in Aachen, Germany), S. 3147–3154.

- [81] C. Eisenmenger, S. Frank und P. U. Thamsen. “Optimization of the Aerodynamic and Aeroacoustic Characteristics of a Small Centrifugal Fan by Means of Inverse Design and Evolutionary Algorithms”. In: *Proceedings of the ASME 2020 Fluids Engineering Division Summer Meeting collocated with the ASME 2020 Heat Transfer Summer Conference and the ASME 2020 18th International Conference on Nanochannels, Microchannels, and Minichannels. Volume 1: Fluid Applications and Systems; Fluid Measurement and Instrumentation* (July 2020, Virtual, Online).
- [82] H. E. Siekmann und P. U. Thamsen. *Strömungslehre für den Maschinenbau - Technik und Beispiele*. Berlin: Springer-Verlag, 2008.
- [83] J. F. Gülich. *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*. Berlin Heidelberg: Springer Vieweg Verlag, 4. aktualisierte und erweiterte Auflage, 2013.
- [84] *Ventilatoren - Leistungsmessung auf genormten Prüfständen*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. DIN EN ISO 5801:2017, Beuth Verlag GmbH, Berlin, April 2018.
- [85] W. R. Hawthorne, C. Wang, C. S. Tan und J. E. McCune. “Theory of Blade Design for Large Deflections: Part I - Two-Dimensional Cascade”. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* , Vol. 13, Nr. 2 (1984), S. 346–353.
- [86] J. Zhang. *Multidisciplinary Optimisation of Radial and Mixed-inflow Turbines for Turbochargers*. London, England: Dissertation am University College London, Dezember 2017.
- [87] C. S. Tan, W. R. Hawthorne, J. E. McCune und C. Wang. “Theory of Blade Design for Large Deflections: Part II - Annular Cascades”. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* , Vol. 13, Nr. 2 (1984), S. 354–365.
- [88] J. E. Borges. “A Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery: Part I - Theory”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 112, Nr. 3 (1990), S. 346–354.
- [89] J. E. Borges. “A Three-Dimensional Inverse Method for Turbomachinery: Part II - Experimental Verification”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 112, Nr. 3 (1990), S. 355–361.
- [90] W. S. Ghaly. “A Parametric Study of Radial Turbomachinery Blade Design in Three-Dimensional Subsonic Flow”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 112, Nr. 3 (1990), S. 338–345.
- [91] M. Zangeneh-Kazemi, W. N. Dawes und W. R. Hawthorne. “Three Dimensional Flow in Radial-Inflow Turbines”. In: *Proceedings of the ASME 1988 International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition. Volume 1: Turbomachinery* (1988 in Amsterdam, The Netherlands).
- [92] *TURBOdesign 1 - User Manual*. Advanced Design Technology Ltd. 2019.
- [93] *TURBOdesign Pre - User Manual*. Advanced Design Technology Ltd. 2019.
- [94] M. Zangeneh, A. Goto und T. Takemura. “Suppression of Secondary Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller by Application of Three-Dimensional Inverse Design Method: Part 1 - Design and Numerical Validation”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 118, Nr. 3 (1996), S. 536–543.
- [95] A. Goto, T. Takemura und M. Zangeneh. “Suppression of Secondary Flows in a Mixed-Flow Pump Impeller by Application of Three-Dimensional Inverse Design Method: Part 2 - Experimental Validation”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 118, Nr. 3 (1996), S. 544–551.

- [96] H. Kuhlmann. *Strömungsmechanik*. München: Pearson Studium, 2007.
- [97] M. Zangeneh, A. Goto und H. Harada. “On the Design Criteria for Supression of Secondary flows in Centrifugal and Mixed Flow Impellers”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 120, Nr. 4 (1998), S. 723–735.
- [98] D. Bonaiuti und M. Zangeneh. “On the Coupling of Inverse Design and Optimization Techniques for the Multiobjective, Multipoint Design of Turbomachinery Blades”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 128, Nr. 4 (2006), S. 786–797.
- [99] J. K. Mandal, S. Mukhopadhyay und P. Dutta. *Multi-Objective Optimization: Evolutionary to Hybrid Framework*. Singapore: Springer Nature, 2018.
- [100] *TURBOdesign Optima - User Manual*. Advanced Design Technology Ltd. 2019.
- [101] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal und T. Meyarivan. “A Fast and Elitist Multi-objective Genetic Algorithm: NSGA-II”. In: *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* , Vol. 6, Nr. 2 (2002), S. 182–197.
- [102] D. Ashlock. *Evolutionary Computation for Modeling and Optimization*. New York: Springer Science+Business Media Inc., 2006.
- [103] J. Neffe. *Darwin - Das Abenteuer des Lebens*. München: C. Bertelsmann Verlag, 2008.
- [104] E. Zitzler, K. Deb und L. Thiele. “Comparison of Multiobjective Evolutionary Algorithms: Empirical Results”. In: *Evolutionary Computation* , Vol. 8, Nr. 2 (2000), S. 173–195.
- [105] K. Siebertz, D. van Bebbber und T. Hochkirchen. *Statistische Versuchsplanung - Design of Experiments (DoE)*. Berlin: Springer Vieweg Verlag, 2. Auflage, 2017.
- [106] L. Urry et al. *Campbell - Biologie*. Hallbergmoos: Pearson Deutschland Verlag, 11., aktualisierte Auflage, 2019.
- [107] *Akustik - Begriffe*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. DIN 1320:2009-12, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Dezember 2009.
- [108] D. R. Raichel. *The Science and Applications of Acoustics*. New York: Springer Science+Business Media Inc., 2nd edition, 2006.
- [109] M. Möser. *Technische Akustik*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 8. Auflage, 2009.
- [110] S. Weinzierl (Hrsg.) *Handbuch der Audiotechnik*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008.
- [111] J. H. Ginsberg. *Acoustics - A Textbook for Engineers and Physicists: Volume 1: Fundamentals*. Cham, Switzerland: Springer International Publishing, 2018.
- [112] D. Müller-Wichards. *Transformationen und Signale*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 2. Auflage, 2013.
- [113] M. Meyer. *Signalverarbeitung*. Wiesbaden: Springer Vieweg, 8. verbesserte Auflage, 2017.
- [114] O. Beucher. *Signale und Systeme: Theorie, Simulation, Anwendung - Eine beispie-lorientierte Einführung in MATLAB*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2011.
- [115] H. Fletcher. “Physical Measurements of Audition and Their Bearing on the Theory of Hearing”. In: *The Bell System Technical Journal* , Vol. 2, Nr. 4 (1923), S. 145–180.

- [116] *Akustik – Bevorzugte Bezugswerte für Pegel in der Akustik und Schwingungstechnik; Deutsche Fassung.* DIN Deutsches Institut für Normung e.V. EN ISO 1683:2015, Beuth Verlag GmbH, Berlin, September 2015.
- [117] M. Möser (Hrsg.) *Messtechnik der Akustik.* Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2010.
- [118] *Mittelung von Schallpegeln.* DIN Deutsches Institut für Normung e.V. DIN 45641, Beuth Verlag GmbH, Berlin, Juni 1990.
- [119] E. Sorguven, Y. Dogan, F. Bayraktar und K. Y. Sanliturk. “Noise prediction via large eddy simulation: Application to radial fans”. In: *Noise Control Engineering Journal* , Vol. 57, Nr. 3 (2009), S. 169–178.
- [120] H. Dogan, M. Ochmann, C. Eisenmenger und S. Frank. “Prediction of the aeroacoustic noise of a radial fan using Lighthill’s Analogy in frequency domain”. In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 2019 in Rostock* (2019 in Rostock, Germany), S. 414–417.
- [121] H. Dogan, M. Ochmann, C. Eisenmenger und S. Frank. “Vortex sound based calculations for the aeroacoustic noise of a centrifugal fan”. In: *Proceedings of the 23rd International Congress on Acoustics in Aachen, Germany* (2019 in Aachen, Germany), S. 1835–1842.
- [122] K. Ehrenfried. *Strömungsakustik: Skript zur Vorlesung.* o. O.: Mensch und Buch Verlag, 2004.
- [123] C. A. Wagner, T. Hüttl und P. Sagaut. *Large-Eddy Simulation for Acoustics.* Cambridge, New York: Cambridge University Press, 2007.
- [124] M. J. Lighthill. “On sound generated aerodynamically I. General theory”. In: *Proceedings of the Royal Society London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* , Vol. 211, Nr. 1107 (1952), S. 564–587.
- [125] N. Curle. “The influence of solid boundaries upon aerodynamic sound”. In: *Proceedings of the Royal Society London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* , Vol. 231, Nr. 1187 (1955), S. 505–514.
- [126] J. E. Ffowcs Williams und D. L. Hawkings. “Sound Generation by Turbulence and Surfaces in Arbitrary Motion”. In: *Proceedings of the Royal Society London. Series A, Mathematical and Physical Sciences* , Vol. 264, Nr. 1151 (1969), S. 321–342.
- [127] F. Farassat. *Derivation of Formulations 1 and 1A of Farassat.* Techn. Ber. NASA/TM-2007-214853. Hampton, Virginia: Langley Research Center, 2007.
- [128] F. Farassat. “The Acoustic Analogy as a Tool of Computational Aeroacoustics”. In: *Hardin J.C., Hussaini M. Y. (eds.) Computational Aeroacoustics. ICASE/NASA Langley Research Center Series* (1993), S. 133–155.
- [129] P. Di Francescantonio. “A New Boundary Integral Formulation for the Prediction of Sound Radiation”. In: *Journal of Sound and Vibration* , Vol. 202, Nr. 4 (1997), S. 491–509.
- [130] K. S. Brentner und F. Farassat. “Modeling aerodynamically generated sound of helicopter rotors”. In: *Progress in Aerospace Sciences* , Vol. 39, Nr. 2-3 (2003), S. 83–120.
- [131] A. Tadamasa und M. Zangeneh. “Numerical prediction of wind turbine noise”. In: *Renewable Energy* , Vol. 36, Nr. 7 (2011), S. 1902–1912.

- [132] K. S. Brentner. *Prediction of Helicopter Rotor Discrete Frequency Noise: A Computer Program Incorporating Realistic Blade Motions and Advanced Acoustic Formulation*. Techn. Ber. NASA Technical Memorandum 87721. Langley Research Center, 1986.
- [133] K. S. Brentner und F. Farassat. “Analytical Comparison of the Acoustic Analogy and Kirchhoff Formulation for Moving Surfaces”. In: *AIAA Journal* , Vol. 36, Nr. 8 (1998), S. 1379–1386.
- [134] J. H. Ferziger und M. Perić. *Numerische Strömungsmechanik*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2008.
- [135] H. K. Versteeg und W. Malalasekera. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics - The Finite Volume Method*. Harlow, England: Pearson Education, 2007.
- [136] E. Laurien und H. Oertel. *Numerische Strömungsmechanik - Grundgleichungen und Modelle - Lösungsmethoden - Qualität und Genauigkeit*. Wiesbaden: Vieweg Teubner Verlag, 4. überarbeitete und erweiterte Auflage, 2011.
- [137] R. Schwarze. *CFD-Modellierung - Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen*. Freiberg: Springer Vieweg Verlag, 2013.
- [138] *ANSYS CFX Solver Theory Guide*. ANSYS Inc. Januar 2015.
- [139] *Simcenter STAR-CCM+ Documentation Version 2020.2*. Siemens Digital Industries Software. 2020.
- [140] D. C. Wilcox. *Turbulence Modeling for CFD*. La Canada, U.S.A.: DCW Industries, Inc., 3. edition, November 2006.
- [141] S. B. Pope. *Turbulent Flows*. Cornell University: Cambridge University Press, 2000.
- [142] M. Lesieur. *Turbulence in Fluids*. Dordrecht, Netherlands: Springer-Verlag, 4th revised und enlarged edition, 2008.
- [143] F. R. Menter. *Best Practice: Scale-Resolving Simulations in ANSYS CFD*. ANSYS Germany GmbH. Version 2.00, November 2015.
- [144] F. R. Menter. “Stress-Blended Eddy Simulation (SBES) - A New Paradigm in Hybrid RANS-LES Modeling”. In: *Progress in Hybrid RANS-LES Modeling - Papers Contributed to the 6th Symposium on Hybrid RANS-LES Methods, 26-28 September 2016, Strasbourg, France* (2016).
- [145] F. R. Menter und Y. Egorov. “The Scale-Adaptive Simulation Method for Unsteady Turbulent Flow Predictions. Part 1: Theory and Model Description”. In: *Flow, Turbulence and Combustion* , Vol. 85 (2010), S. 113–138.
- [146] I. Horvat und F. Kameier. “Aeroakustische Optimierung von Radialventilatoren in Spiralgehäusen”. In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 2010 in Berlin* (2010 in Berlin), S. 297–298.
- [147] J. D. Denton. “Loss Mechanisms in Turbomachines”. In: *Journal of Turbomachinery* , Vol. 115 (1993), S. 621–656.
- [148] C. Lechner und J. Seume (Hrsg.) *Stationäre Gasturbinen*. Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, 2., neu bearbeitete Auflage, 2010.
- [149] M. W. Johnson. “Secondary Flow in Rotating Bends”. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* , Vol. 100, Nr. 4 (1978), S. 553–560.

- [150] M. W. Johnson und J. Moore. “The Influence of Flow Rate on the Wake in a Centrifugal Impeller”. In: *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power* , Vol. 115, Nr. 1 (1983), S. 33–39.
- [151] *Dokumentation: Kammerprüfstand zur Ventilator- und Widerstandskennlinienmessung*. Institut für Luft- und Kältetechnik (ILK) gGmbH Dresden. 2010.
- [152] D. Krüger. *Konzeption und Konstruktion eines universellen Versuchsstandes für Radialventilatoren kleiner Leistung mit variabler Geometrie*. Berlin: Masterarbeit an der HTW Berlin, 2017.
- [153] *Akustik - Bestimmung der von Ventilatoren und anderen Strömungsmaschinen in Kanäle abgestrahlten Schallleistung - Kanalverfahren*. DIN Deutsches Institut für Normung e.V. DIN EN ISO 5136:2009, Beuth Verlag GmbH, Berlin, November 2009.
- [154] W. Neise und F. Arnold. “On Sound Power Determination in Flow Ducts”. In: *Journal of Sound and Vibration* , Vol. 244, Nr. 3 (2001), S. 481–503.
- [155] W. Neise und B. Stahl. “The Flow Noise Level at Microphones in Flow Ducts”. In: *Journal of Sound and Vibration* , Vol. 63, Nr. 4 (1979), S. 561–579.
- [156] *Product Data: Turbulence Screen - Type UA 0436*. Hottinger Brüel & Kjaer GmbH. 2009.
- [157] *Product Data: Sound Calibrator - Type 4231*. Hottinger Brüel & Kjaer GmbH. 2014.
- [158] F. A. Khan. *Konstruktion, Fertigung und akustische Abnahme eines reflexionsarmen Abschlusskanals für Trommelläufer-Ventilatoren*. Berlin: Masterarbeit an der HTW-Berlin, September 2011.
- [159] F. Arnold, J. Hahn, A. Michalke und W. Neise. “Schalleistungsbestimmung in Strömungskanälen mit Schlitzrohr-Sonden”. In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 1995 in Saarbrücken* (1995 in Saarbrücken), S. 531–534.
- [160] *SAMURAI - Handbuch Basisversion 2.0*. Sinus Messtechnik GmbH. Januar 2012.
- [161] L. Sorge. *Numerische Berechnung eines invers ausgelegten Radialventilators*. Berlin: Masterarbeit an der HTW-Berlin, März 2021.
- [162] M. Darvish und S. Frank. “Toward the CFD Simulation of Sirocco Fans: From Selecting a Turbulence Model to the Role of Cell Shapes”. In: *FAN 2012 - Proceedings of the International Conference on Fan Noise, Fan Technology and Numerical Methods* (2012 in Senlis, France).
- [163] C. Eisenmenger, S. Frank, H. Dogan und M. Ochmann. “High Efficiency Low Noise Heatpump Dryer (HELNoise)”. In: *Fortschritte der Akustik - DAGA 2017 in Kiel* (2017 in Kiel), S. 1491–1494.
- [164] *Datenblatt Drehmomentsensor Mini-Smart Typ 4502A*. Kistler Instrumente AG. 2017.
- [165] *Datenblatt Kondensator-Mikrofonkapsel MK202*. Mikrotech Gefell GmbH. o. J.

Anhänge

A.1 Datenblatt des Elektromotors

Produkt-Information



Hinweis

Beachten Sie bitte, dass die nachfolgenden Daten möglicherweise unvollständig sind.
Bei einer Ersatzteilbestellung geben Sie bitte die komplette Seriennummer an.
Bei diesem Erzeugnis
- Liegt eine Sonderkonstruktion vor

Katalogbezeichnung

DFT80K2/TF

Produktdaten

Seriennummer	: 01.1259527401.0001X08
Anzahl Hauptgruppen	: 1
Motor-Drehzahl [r/min]	: 2700
Bauform IM	: B5
Antrieb mit So-Ausführung	: Ja
Schaltart	: 001
Motor-Drehzahl [r/min]	: 2700
Motor-Leistung [kW]	: 0.75
Motor-Frequenz [Hz]	: 50
Einschaltdauer S1-S10	: S1
Motor-Spannung [V] / Schaltart	: 230/400 Dreieck/Stern
Nennstrom [A]	: 3,50 / 2,00
cos phi	: 0,86
Wärmeklasse/Schutzart[IP]	: F / 54
Zündschutzart	: 0 / 0
Umgebungstemperatur min. [°C]	: -20
Umgebungstemperatur max. [°C]	: 40
Ts.Anzahl (Satz je Antrieb)	: 1 Satz Typenschilder
Typenschild	: Deutsch / Laser Nirosta
Sachnummer 1. Typenschild	: 01818686.15

A.2 Datenblatt des Frequenzumrichters

Produkt-Information



Hinweis

Beachten Sie bitte, dass die nachfolgenden Daten möglicherweise unvollständig sind.
Bei einer Ersatzteilbestellung geben Sie bitte die komplette Seriennummer an.

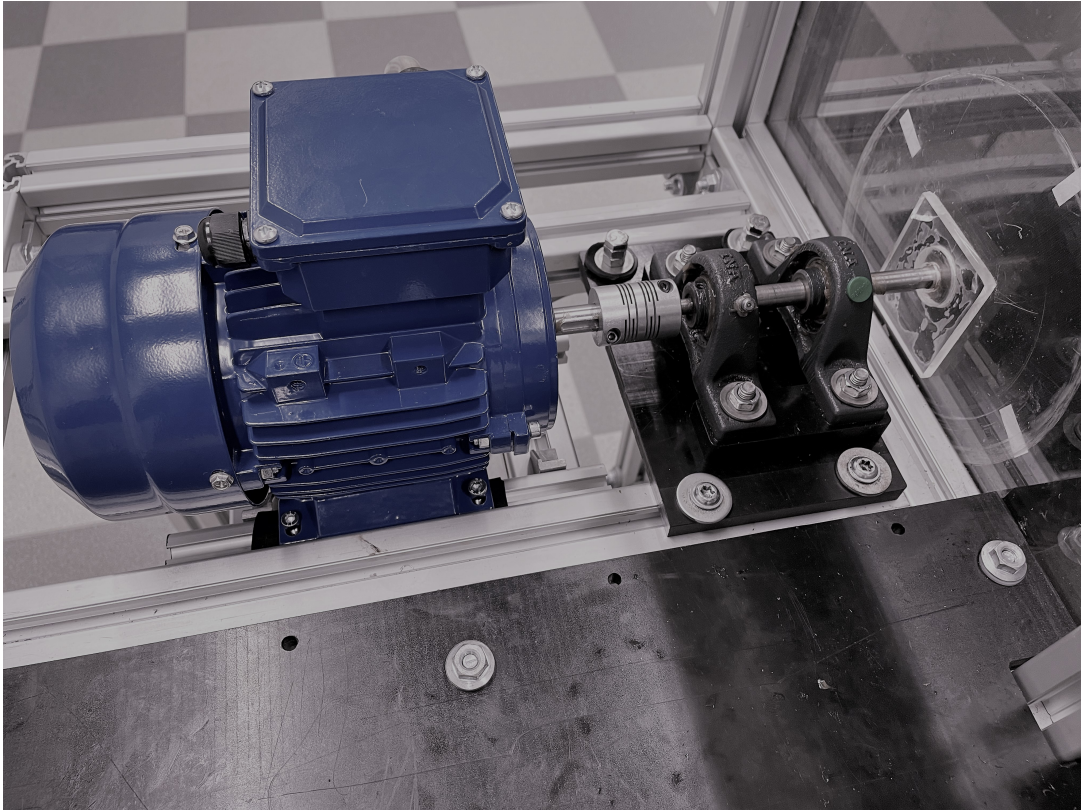
Katalogbezeichnung

MOVITRAC MC07B0008-2B1-4-00

Produktdaten

Baugröße	: 0S
Geräteausführung	: Standardausführung
Integrierter Netzfilter	: Kategorie C1
Netzennspannung [V]	: 1x200-240 +/- 10%
Netzennstrom [A]	: 9,9
Netzennfrequenz [Hz]	: 50-60 +/- 5%
Ausgangsnennleistung [kW]	: 0,75
Ausgangsnennleistung [HP]	: 1,00
Ausgangsspannung [V]	: 3 x 0-U/Netz
Ausgangsnennstrom [A]	: 4,20
Drehzahlbereich [1/min]	: 0-5500
Umgebungstemperatur [°C]	: -10...+50
Schutzart IP	: 20

A.3 Direktantrieb am Akustikprüfstand



Darstellung des genutzten Direktantriebs am Akustikprüfstand.

A.4 Datenblatt des Drehmomentsensors

Technische Daten

Mechanische Grunddaten

Messbereich	N-m	±0,5 ... 1 000
Nennmoment M_{Nenn}	N-m	0,5 ... 1 000
Mechanische Überlastbarkeit		
Gebrauchsdrehmoment		1,5 x M_{Nenn}
Grenzdrehmoment		1,5 x M_{Nenn}
Winkel-/Drehzahlmessung (Ausführung QA, HA, RA, RAU)	Impulse/ Umdr.	2x360, 90° versetzt, TTL
Nennzahl		
≤18 N-m	1/min	12 000
20 ... 160 N-m	1/min	9 000
250 ... 1 000 N-m	1/min	7 000
Ausführung QA, HA, RA, RAU (Drehwinkelmessung)	1/min	7 000
Gehäusematerial		Al, eloxiert
Schutzart		IP40

Allgemeine elektrische Daten

Grenzfrequenz -3 dB	kHz	3
Genauigkeitsklasse		0,2

Linearitätsabweichung einschliesslich Hysterese	% FSO	<±0,2
Ausgangssignal	VDC	±0 ... 5
bei M_{Nenn} (Nennkennwert)	VDC	5
Lastwiderstand	kΩ	>10
Temperatureinfluss auf den Nullpunkt	% FSO/°C	<±0,015
Temperatureinfluss auf den Kennwert	% FSO/°C	<±0,015
Kontrollsignal	%	100 ±0,2
100 % Kontrolleingang	VDC	*Ein* 5 ... 30 *Aus* 0 ... 2
Betriebstemperaturbereich (Nenntemperaturbereich)	°C	10 ... 60
Gebrauchstemperaturbereich	°C	0 ... 70
Lagertemperaturbereich	°C	-25 ... 80
Elektrischer Anschluss		12-pol. Einbaustecker
Speisespannung	VDC	11 ... 26
Leistungsaufnahme	W	<1

Abmessungen



Drehmomentsensor mit Wellenanschluss und integriertem Gehäuseunterbau, **Ausführung RAU**

- Diese Ausführung mit rotierender Welle kann sehr gut zur Funktionskontrolle bei Schwenkvorgängen oder bei rotierenden Überwachungsoperationen eingesetzt werden
- Die Einbaulage ist beliebig. Der Einsatz ist sowohl für Rechts- und Linksmomente als auch für statische und dynamische Beanspruchung möglich
- Sensoren der Ausführung RAU werden grundsätzlich mit Drehwinkelmessung geliefert

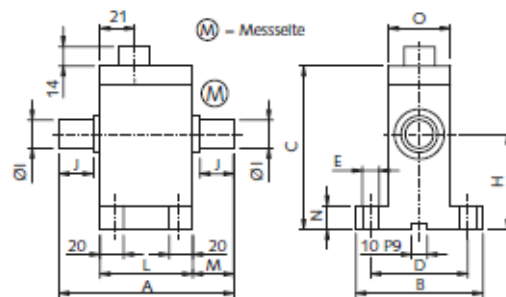


Tabelle Ausführung RAU (mit Drehwinkelmessung)

Typ	Messbereich N-m	A	B	C	D	E	H	Ø g6	J	L	M	N	O	Bau- grösse	Axial- last N max.	Radial- last N max.
4502A001RAU	1	90	58	83	45	7	45	10	15	58	16	12	28	1	20	10
4502A002RAU	2	90	58	83	45	7	45	10	15	58	16	12	28	1	50	10
4502A005RAU	5	90	58	83	45	7	45	10	15	58	16	12	28	1	100	20
4502A010RAU	10	90	58	83	45	7	45	10	15	58	16	12	28	1	100	30
4502A020RAU	20	106	85	102	60	9	63	17	22	59	23	15	38	2	150	100
4502A050RAU	50	106	85	102	60	9	63	17	22	59	23	15	38	2	150	100

Typ	Messbereich N-m	Drehsteifheit N-m/rad	Verdrehwinkel bei M_{Nenn} °	Massenträgheit kgcm ²		Gewicht kg
				Messseite	Antriebsseite	
4502A001RAU	1	317	0,17	0,0146	0,0147	0,38
4502A002RAU	2	317	0,36	0,0146	0,0147	0,38
4502A005RAU	5	855	0,34	0,015	0,015	0,38
4502A010RAU	10	855	0,67	0,015	0,015	0,38
4502A020RAU	20	4 580	0,25	0,062	0,061	0,78
4502A050RAU	50	8 190	0,35	0,064	0,063	0,78

Ausschnitt aus dem Datenblatt des genutzten Drehmomentsensors Kistler 4502A RAU [164].

Technical drawing of a mechanical part, likely a bracket or support, showing front and side views with dimensions.

Front View Dimensions:

- Overall width: 800,00 mm
- Width of central cutout: 500,00 mm
- Radius of cutout: 143,00 mm
- Distance from left edge to cutout center: 25,00 mm
- Distance from cutout center to right edge: 23,00 mm
- Width of base: 460,00 mm
- Distance from left edge to base center: 100,00 mm
- Distance from base center to cutout center: 235,00 mm

Side View Dimensions:

- Overall height: 300,00 mm
- Width of base: 80,00 mm
- Distance from left edge to base center: 100,00 mm
- Distance from base center to cutout center: 60,00 mm

Detail View Dimensions (Cutout):

- Radius: 32,00 mm
- Thickness: 13,00 mm
- Distance from left edge to cutout center: 40,00 mm

Material and Notes:

- Werkstoff: MDF (t = 10,16,19 mm), Acrylglas (t = 20 mm)
- alle nicht bemaßten Radien 3 mm
- alle nicht bemaßten Bohrungen 12 mm
- * Gehäusespline

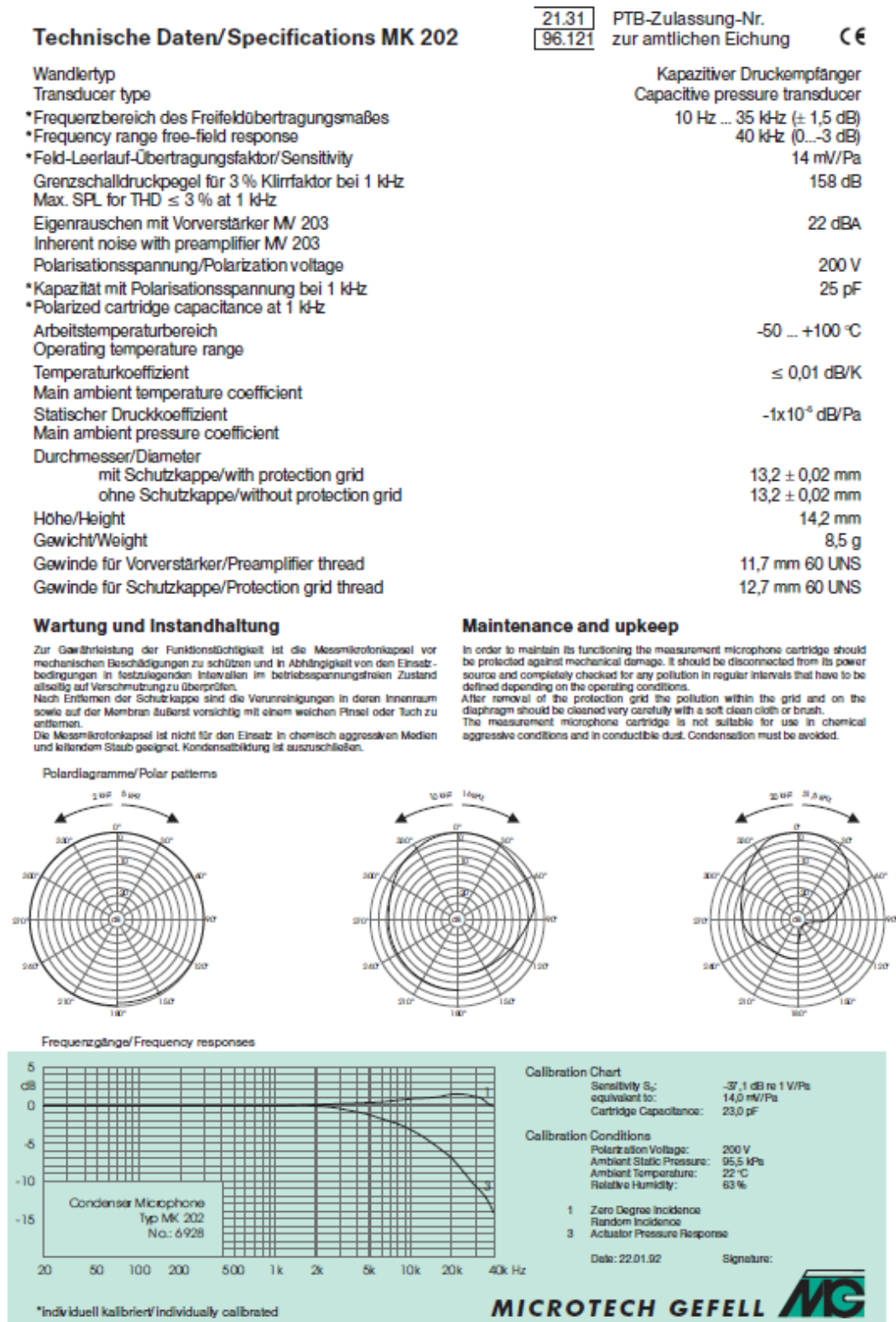
Grid Coordinates: 1-6 (horizontal), A-D (vertical)

Scale: A (1:4)

Verantwortliche Abt. Fachbereich 2	Technische Referenz D. Krüger	Dokumentenart Titel, Zusätzlicher Titel	Dokumentenstatus freigegeben
Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin	Erstellt durch: D. Krüger	Gehäuseplatten	Bauteilnummer
	Genehmigt von:	Änd. / Ausgabedatum A / 05.11.2017	Blatt DE 1

175

A.6 Datenblatt der Mikrofone



Ausschnitt aus dem Datenblatt der genutzten Kondensator-Mikrofonkapseln [165].